

Índice

ÍNDICE	1
A. MANUAL DE CÁLCULO	3
A.1. Cálculos grupo A: Chasis	3
A.1.1. Cálculo reacciones	3
A.1.2. Dimensionado perfil viga central	5
A.1.3. Cálculo unión atornillada entre vigas y cabeza	8
A.1.4. Cálculo chavetas de unión entre viga y cabeza	10
A.1.5. Cálculo grupo hidráulico	11
A.1.6. Cálculo batería y cargador	12
A.1.7. Cálculo pies plataforma	13
A.1.8. Cálculo cáncamos de elevación de la plataforma	13
A.2. Cálculos grupo B: Tijeras	15
A.2.1. Cálculo reacciones	15
A.2.2. Dimensionado perfil tijeras	21
A.2.3. Dimensionado de los ejes	25
A.2.4. Dimensionado de los cilindros	27
A.2.5. Dimensionado de los rodamientos	27
A.2.6. Dimensionado cordones de soldadura para los soportes de los cilindros	27
A.3. Cálculos grupo C: Plataforma	33
A.3.1. Dimensionado perfil	33
A.4. Cálculos grupo D: Trampolines	39
A.4.1. Dimensionado perfil	39
A.4.2. Selección cilindros	43
A.5. Cálculos grupo H: Sistema de dirección y ruedas	45
A.5.1. Cálculo sistema de dirección	45
A.5.2. Cálculo rodamientos rueda	49
A.5.3. Cálculo motor	50
A.5.4. Cálculo reductor	53
A.6. Cálculo ángulos de vuelco	55
B. PRESUPUESTO	59
B.1. Gastos de diseño	59
B.2. Gastos de fabricación	60
B.3. Gastos del departamento de compras	62
B.4. Gastos de montaje	64
B.5. Determinación del precio de cada plataforma	67





A.MANUAL DE CÁLCULO

A.1. Cálculos grupo A: Chasis

A.1.1. Cálculo reacciones

Los esfuerzos a los que estará sometido este grupo se extraen de los cálculos realizados para los grupos B, C y D.

A continuación se calcularán las reacciones para la plataforma en la posición de altura mínima y sin utilizar los cilindros de apoyo. Por este motivo, habrá exclusivamente cuatro reacciones, una en cada rueda. Para simplificar los cálculos, se estudiará media plataforma.

De este modo, las reacciones que soporta el grupo A son:

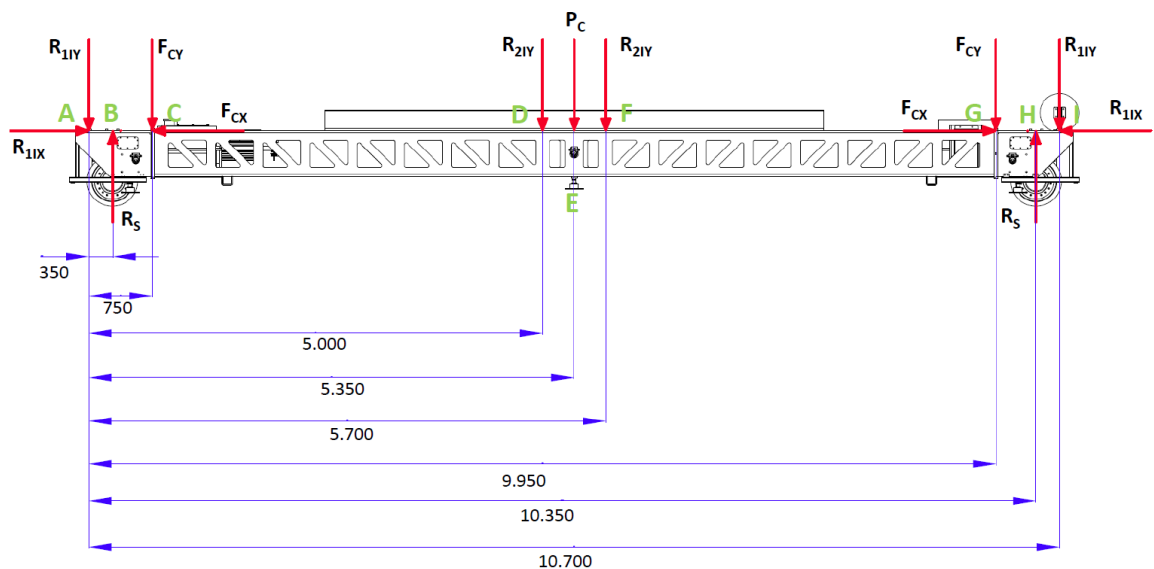


Fig. A.1 Esquema de reacciones sobre el grupo A.

En la Fig. A.2 puede observarse este mismo esquema simplificado. Donde:

R_{11X} es la componente horizontal de la reacción entre el grupo A y la tijera en el punto A y I.

R_{11Y} es la componente vertical de la reacción entre el grupo A y la tijera en el punto A y I.

R_{21Y} es la componente vertical de la reacción entre el grupo A y la tijera en el punto D y F.



P es el peso del grupo A.

R_s es la reacción entre el suelo y la plataforma.

F_{CX} es la componente horizontal de la reacción entre el cilindro y el grupo A en el punto C y G.

F_{CY} es la componente vertical de la reacción entre el cilindro y el grupo A en el punto C y G.

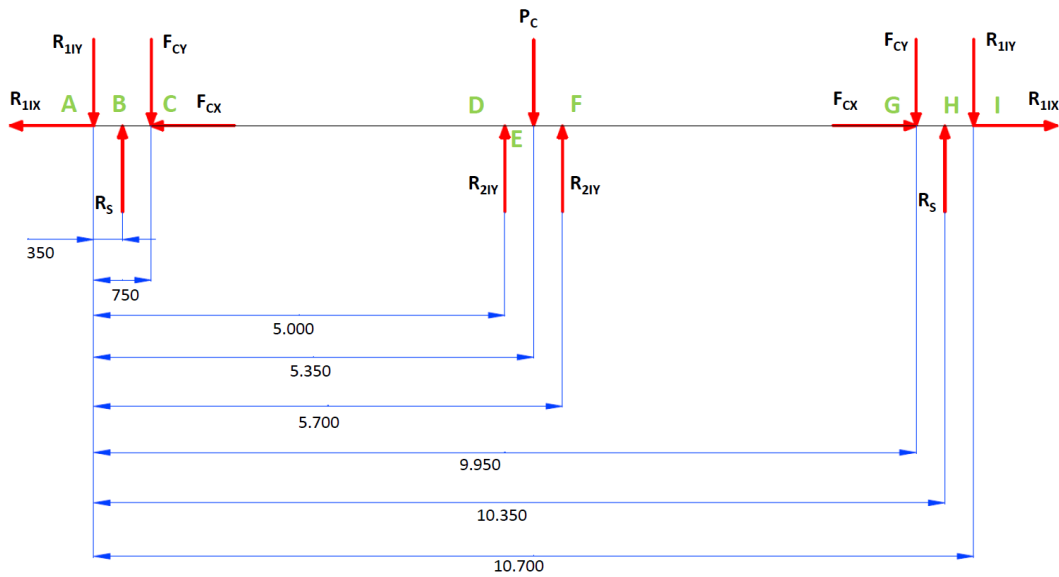


Fig. A.2 Esquema simplificado de reacciones sobre el grupo A.

De todas estas reacciones, mediante los cálculos realizados en otros apartados, se conoce que:

$$R_{1IX} = 848 \text{ N}$$

$$R_{1IY} = 15.930 \text{ N}$$

$$R_{2IY} = 8.784 \text{ N}$$

$$P = 31.850 \text{ N}$$

$$F_{CX} = 108.207 \text{ N}$$

$$F_{CY} = 41.537 \text{ N}$$



Para conocer R_s bastará con plantear el equilibrio entre las fuerzas en la dirección vertical, dada la simetría del grupo. Por lo tanto,

$$2 \cdot R_s = 2 \cdot R_{1IY} + 2 \cdot F_{CY} - 2 \cdot R_{2IY} + P \quad \text{Ec. A.1}$$

$$R_s = 64.609 \text{ N} \quad \text{Ec. A.2}$$

A.1.2. Dimensionado perfil viga central

Una vez halladas las reacciones, el siguiente paso es calcular la flecha del conjunto. Para tal tarea, se utilizará el teorema de Castigliano, que establece:

$$\delta = \frac{\delta W}{\delta F} = \int_{L_{tot}} \left(\frac{N}{EA} \cdot \frac{\delta N}{\delta F} + \frac{T}{GA_y} \cdot \frac{\delta T}{\delta F} + \frac{M}{EI} \cdot \frac{\delta M}{\delta F} \right) dx \quad \text{Ec. A.3}$$

La flecha máxima se dará en el centro, por lo que habrá que derivar N, T y M respecto a P, que es el peso del grupo A y está en el punto central. Por esta razón:

$$\frac{\partial N}{\partial P} = 0 \quad (\forall x) \quad \text{Ec. A.4}$$

$$\frac{\partial T}{\partial P} = 0, \quad (0 < x < 5.350) \quad \text{Ec. A.5}$$

$$\frac{\partial T}{\partial P} = -1, \quad (5.350 < x < 10.700) \quad \text{Ec. A.6}$$

$$\frac{\partial M}{\partial P} = 0, \quad (0 < x < 5.350) \quad \text{Ec. A.7}$$

$$\frac{\partial M}{\partial P} = -(x - 5.350), \quad (5.350 < x < 10.700) \quad \text{Ec. A.8}$$

La integral debería separarse en ocho tramos, pero dado que todas las derivadas son cero en los cuatro primeros tramos, se simplifica bastante el cálculo, reduciendo los intervalos a cuatro.

En concreto, los valores a sustituir en la fórmula para cada intervalo serán:

Intervalo $5.350 < x \leq 5.700$

$$\frac{\partial T}{\partial P} = -1 \quad \text{Ec. A.9}$$

$$\frac{\partial M}{\partial P} = -(x - 5.350) \quad \text{Ec. A.10}$$

$$T = -R_{1IY} + R_s - F_{CY} + R_{2IY} - P = -31.905,9 \text{ N} \quad \text{Ec. A.11}$$



$$M = -R_{1IY} \cdot x + R_S \cdot (x - 350) - F_{CY} \cdot (x - 750) + R_{2IY} \cdot (x - 5.000) - P \cdot (x - 5.350)$$

Ec. A.12

Intervalo $5.700 < x \leq 9.950$

$$\frac{\partial T}{\partial P} = -1$$

Ec. A.13

$$\frac{\partial M}{\partial P} = -(x - 5.350)$$

Ec. A.14

$$T = -R_{1IY} + R_S - F_{CY} + 2 \cdot R_{2IY} - P = -55.631 \text{ N}$$

Ec. A.15

$$M = -R_{1IY} \cdot x + R_S \cdot (x - 350) - F_{CY} \cdot (x - 750) + R_{2IY} \cdot (2 \cdot x - 10.700) - P \cdot (x - 5.350)$$

Ec. A.16

Intervalo $9.950 < x \leq 10.350$

$$\frac{\partial T}{\partial P} = -1$$

Ec. A.17

$$\frac{\partial M}{\partial P} = -(x - 5.350)$$

Ec. A.18

$$T = -R_{1IY} + R_S - 2 \cdot F_{CY} + 2 \cdot R_{2IY} - P = -158.854 \text{ N}$$

Ec. A.19

$$M = -R_{1IY} \cdot x + R_S \cdot (x - 350) + (R_{2IY} - F_{CY}) \cdot (2 \cdot x - 10.700) - P \cdot (x - 5.350)$$

Ec. A.20

Intervalo $10.350 < x \leq 10.700$

$$\frac{\partial T}{\partial P} = -1$$

Ec. A.21

$$\frac{\partial M}{\partial P} = -(x - 5.350)$$

Ec. A.22

$$T = -R_{1IY} + 2 \cdot R_S - 2 \cdot F_{CY} - 2 \cdot R_{2IY} - P = -22.646 \text{ N}$$

Ec. A.23

$$M = -R_{1IY} \cdot x + (R_{2IY} - F_{CY} - R_S) \cdot (2 \cdot x - 10.700) - P \cdot (x - 5.350)$$

Ec. A.24

Para la construcción de la estructura, se utilizará acero convencional, así que para sustituir en la fórmula se utilizarán los siguientes valores de E y G:

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$G = 8 \cdot 10^4 \text{ MPa}$$



Con todos los valores conocidos, se sustituyen en el teorema de Castigliano, se opera por tramos y se obtiene que la flecha máxima y el momento de inercia del perfil a construir tienen la siguiente relación:

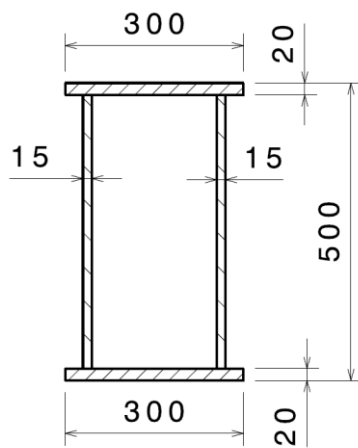
$$\delta_t = \frac{-1.265.058.096,8}{I} \text{ mm}^5 \quad \text{Ec. A.25}$$

Cabe recordar que se está calculando la flecha del grupo A cuando está en movimiento y no tiene los 6 pies de apoyo colocados, y la plataforma se apoya solamente por las cuatro ruedas. En esta aplicación, una rigidez de 1/800 será más que tolerable. Esto implica que la flecha máxima deberá ser:

$$\delta_t = \frac{10.700}{800} = 13.4 \text{ mm} \quad \text{Ec. A.26}$$

Igualando las dos expresiones, se llega a la conclusión que el momento de inercia del perfil a utilizar como viga central ha de ser superior a 9.441 cm^4 . Al ser un momento de inercia elevado, será necesario fabricar un cajón.

Después de probar varias combinaciones de cotas, se decide hacer un cajón de las mismas dimensiones que el de la Fig. A.3, que permitirá albergar los diferentes aparatos y bandejas para cables que se han de instalar en el chasis.



$$I_z = 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot x \cdot e_1^3 + x \cdot e_1 \cdot h_1^2 \right) + 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot e_2 \cdot y^3 \right) \quad \text{Ec. A.27}$$

$$I_z = 9,3 \cdot 10^8 \text{ mm}^4 \quad \text{Ec. A.28}$$

$$\delta_t = \frac{-1.265.058.906,85}{9,3 \cdot 10^8} = -1,1 \text{ mm} \quad \text{Ec. A.29}$$

Tal como puede observarse en la ecuación A.28, este perfil tiene un momento de inercia superior al que se necesita, y por lo tanto tendrá una flecha menor a trece milímetros, concretamente, no llegará a dos milímetros.

Fig. A.3 Medidas cajón

También es necesario calcular el coeficiente de seguridad a rotura del perfil. Por lo tanto:

$$\sigma_{x\max} = \frac{|M_{z\max}|}{W_z} \leq \sigma_{\text{adm}} \quad \text{Ec. A.30}$$

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{\sigma_e}{\gamma_{se}} = \frac{200}{1,50} = 133,3 \text{ MPa} \quad \text{Ec. A.31}$$

$$M_{z\max} = 306.240.350 \text{ Nmm (en el punto E)} \quad \text{Ec. A.32}$$



$$W_{ztotal} = 3739,36 \text{ cm}^3 = 3.739.360 \text{ mm}^3 \quad \text{Ec. A.33}$$

$$\sigma_{xmax} = \frac{306.240.350}{3.739.360} = 81,89 \text{ MPa} \ll \sigma_{adm} \quad \text{Ec. A.34}$$

$$c_s = \frac{133,3}{81,89} = 1,6 \quad \text{Ec. A.35}$$

Como se puede observar en los cálculos, la tensión máxima que debe soportar la estructura es inferior al límite elástico. Por este motivo, este perfil cumple todas las condiciones. Por lo tanto, este cajón será el utilizado para la construcción de la viga central del chasis de la plataforma.

A.1.3. Cálculo unión atornillada entre vigas y cabeza

La fuerza a tracción máxima (F_t) que deberán soportar los tornillos de unión del grupo A entre la cabeza y las vigas longitudinales será de 109.055 N. Además, existirá una fuerza de cizalladura máxima (F_c) sobre el tornillo de 64.610 N. Estos valores máximos se dan para la posición mínima de la plataforma para cada unión entre viga y cabeza.

Cada unión a cada extremo de la viga se realiza mediante 10 tornillos. Se prefiere utilizar tornillos grandes aunque de menor calidad que tornillos pequeños de alta calidad, ya que un tornillo grande transmite mayor seguridad al operario que uno pequeño. Por lo tanto, se utilizarán 10 tornillos de métrica 20 de calidad 8.8. El área resistente (A_s) para un tornillo de esta métrica es de 245 mm^2 .

Cuando se aplican estos esfuerzos sobre la estructura, ésta tiende a abrirse, por lo que todos los tornillos no trabajan de igual manera. Por este motivo se establecen unos coeficientes de repartición proporcionales a la distancia entre el centro del tornillo y el punto de rotación de la estructura cuando ésta tiende a abrirse (punto O).



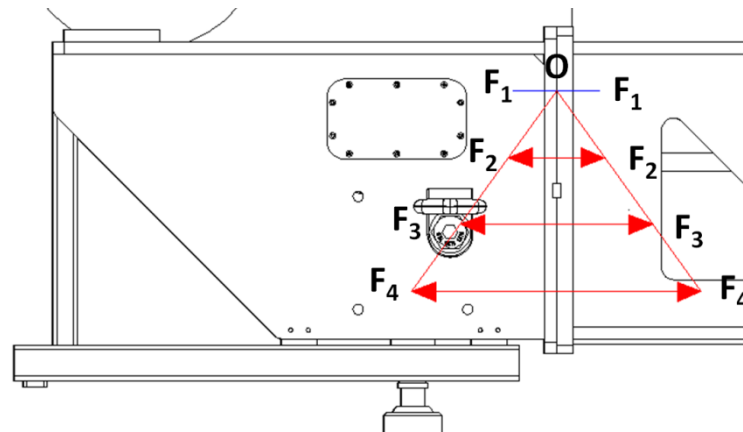


Fig. A.4 Distribución de fuerzas sobre las diferentes filas de tornillos

Por lo tanto, y según la Fig. A.4, se calculan los coeficientes de trabajo para cada fila de tornillos, para de este modo poder conseguir un número de tornillos equivalente.

FILA	COEFICIENTE DE TRABAJO	Nº DE TORNILLOS	Nº DE TORNILLOS EQUIVALENTE
1	0	3	0
2	1/3	2	2/3
3	2/3	2	4/3
4	3/3	3	3
TOTAL			5 TORNILLOS

Tabla A-1 Cálculo del número de tornillos equivalente por fila

Como puede observarse en la Tabla A-1, el número equivalente de tornillos resultante es 5. Con esta cantidad de tornillos, la sección total equivalente es de 1.225 mm². Con estos datos se procede a calcular si los tornillos aguantan a tracción.

$$\sigma_e = 640 \text{ N/mm}^2$$

Ec. A.36

$$\sigma_{adm} = \frac{640}{1,5} = 425 \text{ N/mm}^2$$

Ec. A.37



$$\sigma_{adm} \geq \frac{F_{tmax}}{A_{total}} = \frac{109.055}{1225} \approx 90 N/mm^2 \quad \text{Ec. A.38}$$

$$C_S = \frac{425}{90} = 4,7 \quad \text{Ec. A.39}$$

Como puede observarse, los tornillos están bien dimensionados, y el coeficiente de seguridad a deformación permanente es generoso. Estos tornillos deberán apretarse a un par de 370Nm.

A.1.4. Cálculo chavetas de unión entre viga y cabeza

Cada viga de unión entre cabezas tiene 2 chavetas a cada lado para soportar las fuerzas de cizalladura en la unión entre la cabeza y la viga. Además, tiene la función de posicionar una pieza con la otra.

Estas dos chavetas deben soportar una fuerza de cizalladura de 64.610N. Para facilitar el montaje se colocan unas chavetas de tamaño considerable, concretamente de 25x14x65 milímetros, de material F-1270-T105, con tratamiento de temple y revenido, como es común en este tipo de piezas.

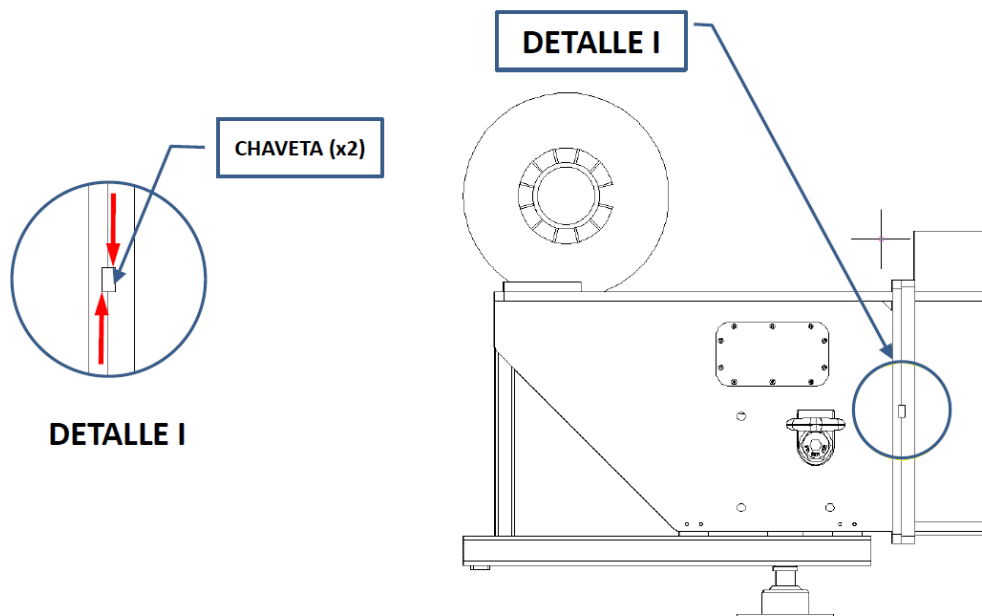


Fig. A.5 Detalle colocación de las chavetas entre cabeza y viga

Por lo tanto, para el cálculo a cizalladura tenemos que:

$$\sigma_e = 900 N/mm^2 \quad \text{Ec. A.40}$$



$$\sigma_{adm} = \frac{900}{1,5} = 600 N/mm^2 \quad \text{Ec. A.41}$$

$$\tau_{adm} = 0,8 \cdot 600 = 480 N/mm^2 \quad \text{Ec. A.42}$$

$$\tau_{adm} \geq \frac{R_{max}/2}{A} = \frac{32.305}{65 \cdot 25} = 19,88 \approx 20 N/mm^2 \quad \text{Ec. A.43}$$

$$C_S = \frac{480}{20} = 24 \quad \text{Ec. A.44}$$

Como puede observarse en la Ec. A.44 el coeficiente de seguridad a cizalladura es exageradamente alto, pero por razones de montaje, no se colocará una chaveta de menor tamaño.

Queda entonces conocer si las chavetas aguantan a aplastamiento,

$$\sigma_{adm} \geq \frac{R_{max}/2}{A} = \frac{32.305}{2 \cdot 7 \cdot 25} = 92,3 N/mm^2 \quad \text{Ec. A.45}$$

$$C_S = \frac{600}{92,3} = 6,5 \quad \text{Ec. A.46}$$

Después de realizar el cálculo a aplastamiento, y con un coeficiente de seguridad de 6,5 en este aspecto, se puede afirmar que las chavetas cumplirán con su función.

A.1.5. Cálculo grupo hidráulico

El grupo hidráulico se encargará a un proveedor, que se ocupará de calcular el elemento. De todos modos, al proveedor se le debe informar de las necesidades hidráulicas de la máquina, sin las cuales no podrá aconsejar un modelo determinado.

Por este motivo, se presenta a continuación una tabla con los consumos necesarios de cada elemento hidráulico por grupos.



	Consumo por unidad(l/min)	Unidades	Consumo total (l/min)
Grupo A:			
Pies hidráulicos de nivelación	5,4	6	32,4
Grupo B:			
Cilindros elevación tijera	17,6	4	70,4
Grupo D:			
Cilindros trampolines	4,8	13	62,4
Grupo G:			
Cilindro recogida de escalera	0,5	1	0,5
Grupo H:			
Cilindro de doble vástago para la dirección	6,7	2	13,4
Motor hidráulico a pistones de las ruedas	29,0	4	116,0

Tabla A-2 Consumos hidráulicos

Para dimensionar el grupo hidráulico se tomará el peor de los casos, que en esta aplicación sucede cuando los cuatro motores hidráulicos de pistones de las ruedas actúan conjuntamente con los cilindros de doble vástago de la dirección.

$$Q_{max} = Q_{motor} \cdot 4 + Q_{cil\ dirección} \cdot 2 = 29 \cdot 4 + 6,7 \cdot 2 = 129,4 \text{ l/min} \quad \text{Ec. A.47}$$

Como puede observarse en la Ec. A.47, el consumo hidráulico máximo al que se verá sometido el grupo hidráulico es de unos 130 l/min.

A.1.6. Cálculo batería y cargador

Para calcular la batería y el cargador que necesita la plataforma, sería necesario conocer el consumo exacto del grupo hidráulico. Como este elemento no se ha calculado en su totalidad, ya que se encargará el proveedor, se supone una batería y un cargador utilizados



en máquinas de similares características, para poder contemplar estos elementos en el presupuesto y en el diseño 3D.

El cargador será el modelo ZIVAN NG7, que es capaz de proporcionar 100 A a 48 V.

La batería será el modelo SHPZS del fabricante HOPPECKE, que es capaz de suministrar 625 A a 48 V.

A.1.7. Cálculo pies plataforma

Para calzar la plataforma se colocan seis cilindros que deben ser capaces de elevar el peso completo de la plataforma, que es 20 toneladas. Para tal objetivo, se seleccionan los cilindros con referencia 100-60-180/VN-E-25-DB-1A3 del fabricante HYDROWA, capaces de elevar cada uno 4.000 kg de peso.

A.1.8. Cálculo cáncamos de elevación de la plataforma

La plataforma tiene un peso total de 20 toneladas. Cuando sea necesario transportarla por avería, necesitará de varios puntos de sujeción para poder elevarse. Por este motivo se eligen 6 cáncamos del fabricante RUD, capaces de elevar cada uno 6 toneladas.





A.2. Cálculos grupo B: Tijeras

A.2.1. Cálculo reacciones

Para dimensionar los perfiles necesarios para la construcción de las tijeras, es necesario conocer previamente las reacciones que aparecen en cada elemento una vez aplicados los esfuerzos externos.

El caso más desfavorable para el grupo B, se produce cuando la plataforma está a la mínima altura y con los trampolines desplegados. En este momento, el ángulo de incidencia de los cilindros sobre la tijera es muy desfavorable, y se producen las reacciones críticas. Además, el hecho de que el trampolín esté fuera, hace que el reparto de pesos sea desigual y uno de los lados de la tijera aún sufra más.

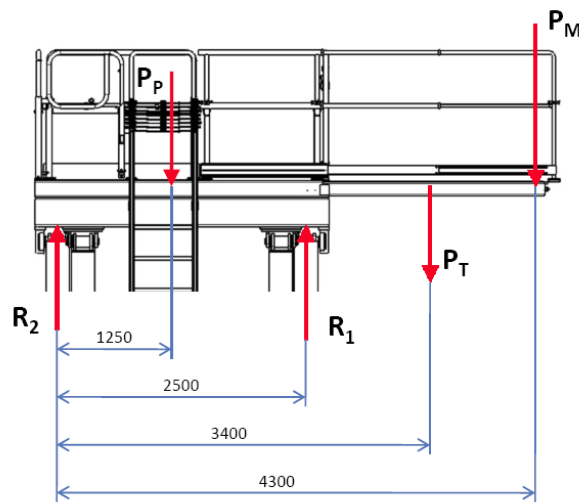


Fig. A.6 Distribución de pesos sobre la tijera

La distribución de pesos se muestra en la Fig. A.6, dónde,

R_1 = Reacción del lado derecho de la tijera.

R_2 = Reacción del lado izquierdo de la tijera.

P_p = Peso de la plataforma de trabajo y las barandillas (Grupo C + Grupo E).

P_T = Peso de los trampolines (Grupo D).

P_M = Peso de los trabajadores.



Para el peso de los trabajadores, se estudiará el peor de los casos. Los ocho trabajadores se encuentran en el extremo de los trampolines, cuando éstos están en su límite de carrera.

Los siguientes datos son conocidos:

$$P_P = 40.000 \text{ N}$$

$$P_T = 14.000 \text{ N}$$

$$P_M = 8.000 \text{ N}$$

Si la carga estuviera centrada, R1 sería igual a R2, y tendrían como valor 31.000N. Al estar el trampolín desplegado:

$$\sum M_2 = 0 \Rightarrow -42.000 \cdot 1.250 + R_1 \cdot 2.500 - 14.000 \cdot 3.400 - 8.000 \cdot 4.300 = 0$$

Ec. A.48

$$R_1 = 53.800 \text{ N}$$

Ec. A.49

$$R_2 = 62.000 - 53.800 = 8.200 \text{ N}$$

Ec. A.50

Al obtener estos valores, podemos crear un factor corrector que llamaremos "f", que servirá para multiplicar los esfuerzos externos que se aplican sobre la tijera, para de este modo tener en cuenta el sobreesfuerzo que se ejerce en la tijera cuando los trampolines están desplegados.

$$f = \frac{53.800 \text{ N}}{31.000 \text{ N}} = 1.74$$

Ec. A.51

El valor de las reacciones dependerá de la posición en que se encuentre trabajando la tijera. Se distinguirán dos casos críticos, que se estudiarán por separado. El primero será el estudio de la tijera en la posición de altura mínima, y el segundo, el estudio de la tijera en la posición de altura máxima.

A.2.1.1. Cálculo de las reacciones para la posición mínima

Para el cálculo de las reacciones en las tijeras, se tendrá en cuenta solamente uno de los dos lados, por lo que las reacciones entre el grupo C y el grupo B (calculadas en otro apartado) deberán multiplicarse por el factor corrector y ser divididas por dos. Se utilizarán los datos de las reacciones calculadas entre la tijera y la superficie de trabajo cuando la tijera se encuentra en la posición de altura mínima.

$$R_{1SY} = \frac{3.350 \cdot 1.74}{2} \approx 2.915 \text{ N}$$

Ec. A.52



$$R_{2SY} = \frac{27.730 \cdot 1,74}{2} \approx 24.125 \text{ N}$$

Ec. A.53

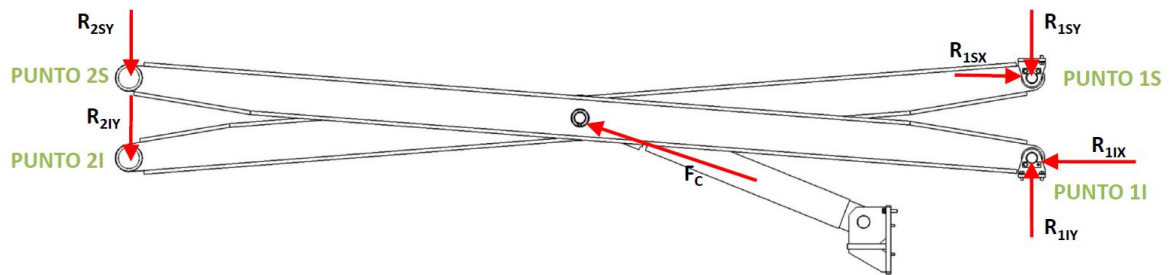


Fig. A.7 Esfuerzos sobre el conjunto de la tijera para la posición mínima

Una vez considerado este efecto, se procede a calcular la estructura del grupo B. Para realizar los cálculos, se dividirá la tijera en dos sistemas. El primero será la parte interior de la tijera, y el segundo, la exterior. De este modo:

SISTEMA EXTERIOR:

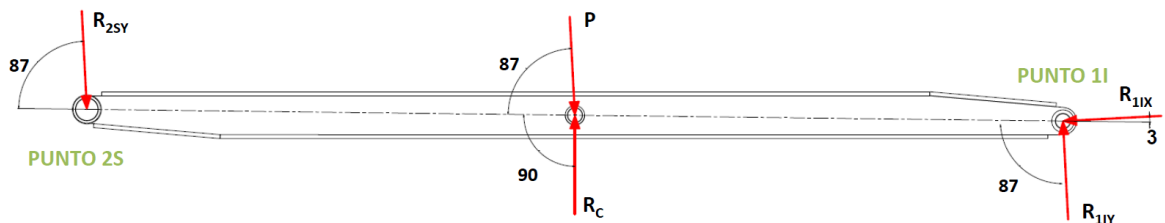


Fig. A.8 Esfuerzos aplicados sobre el sistema exterior de la tijera para la posición mínima

$$\sum F_X = 0 \Rightarrow +R_{2SY} \cdot \cos 87^\circ + P \cdot \cos 87^\circ - R_{1IY} \cdot \cos 87^\circ - R_{1IX} \cdot \cos 3^\circ = 0 \quad \text{Ec. A.54}$$

$$\sum F_Y = 0 \Rightarrow -R_{2SY} \cdot \sin 87^\circ - P \cdot \sin 87^\circ + R_C + R_{1IY} \cdot \sin 87^\circ - R_{1IX} \cdot \sin 3^\circ = 0$$

Ec. A.55

$$\sum M_{1I} = 0 \Rightarrow +R_{2SY} \cdot \sin 87^\circ \cdot 5.000 - P \cdot \sin 87^\circ \cdot 2.500 - R_C \cdot 2.500 = 0 \quad \text{Ec. A.56}$$



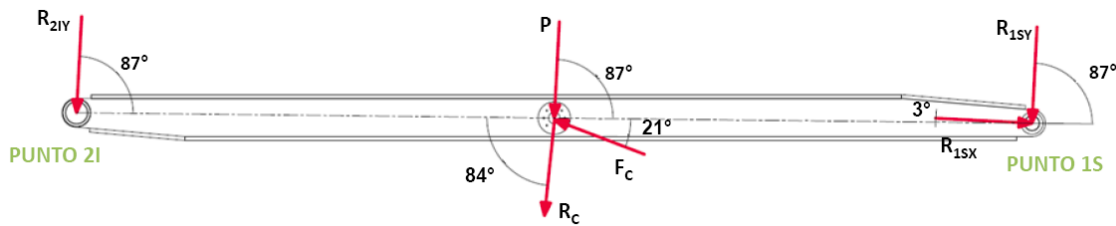
SISTEMA INTERIOR:

Fig. A.9 Esfuerzos aplicados sobre el sistema interior de la tijera para la posición mínima

$$\sum F_X = 0 \Rightarrow -(R_{2IY} + P + R_{1SY}) \cdot \cos 87^\circ - R_C \cdot \cos 84^\circ - F_C \cdot \cos 21^\circ + R_{1SX} \cdot \cos 3^\circ = 0$$

Ec. A.57

$$\sum F_Y = 0 \Rightarrow -(R_{2IY} + P + R_{1SY}) \cdot \sin 87^\circ - R_C \cdot \sin 84^\circ + F_C \cdot \sin 21^\circ - R_{1SX} \cdot \sin 3^\circ = 0$$

Ec. A.58

$$\sum M_{1S} = 0 \Rightarrow R_{2IY} \cdot \sin 87^\circ \cdot 5.000 + P \cdot \sin 87^\circ \cdot 2.500 + R_C \cdot \sin 84^\circ \cdot 2.500 - F_C \cdot \sin 21^\circ \cdot 2.500 = 0$$

Ec. A.59

Donde,

R_{1IX} = Reacción entre la tijera y el chasis en el punto 1I en la dirección x.

R_{1IY} = Reacción entre la tijera y el chasis en el punto 1I en la dirección y.

R_{2IY} = Reacción entre la tijera y el chasis en el punto 2I en la dirección y.

R_{1SX} = Reacción entre la tijera y el grupo C en el punto 1S en la dirección x.

R_{1SY} = Reacción entre la tijera y el grupo C en el punto 1S en la dirección y.

R_{2SY} = Reacción entre la tijera y el grupo C en el punto 2S en la dirección y.

P = Peso de la mitad de cada parte de la tijera

R_C = Reacción en el punto central entre las dos partes de la tijera.

F_C = Fuerza del cilindro sobre la parte interior de la tijera.

Los siguientes datos son conocidos:

$$R_{1SY} = 2.915 \text{ N}$$



$$R_{2SY} = 24.125 \text{ N}$$

$$P = 8.000 \text{ N}$$

Por lo tanto, el sistema tiene seis ecuaciones y seis incógnitas. Después de resolver el sistema, los resultados de todas las reacciones son:

$$R_{1IX} = 848 \text{ N}$$

$$R_{1IY} = 15.931 \text{ N}$$

$$R_{2IY} = 8.784 \text{ N}$$

$$R_{1SX} = 111.053 \text{ N}$$

$$R_{1SY} = 2.915 \text{ N}$$

$$R_{2SY} = 24.125 \text{ N}$$

$$P = 8.000 \text{ N}$$

$$R_C = 16.103 \text{ N}$$

$$F_C = 115.905 \text{ N}$$

A.2.1.2. Cálculo de las reacciones para la posición máxima

Como se ha explicado en el apartado anterior, se tendrá en cuenta solamente uno de los dos lados, por lo que las reacciones entre el grupo C y el grupo B (calculadas en otro apartado) deberán multiplicarse por el factor corrector y ser divididas por dos. Esta vez se utilizarán los datos de las reacciones calculadas entre la tijera y la superficie de trabajo cuando la tijera se encuentra en la posición de altura máxima.

SISTEMA EXTERIOR:

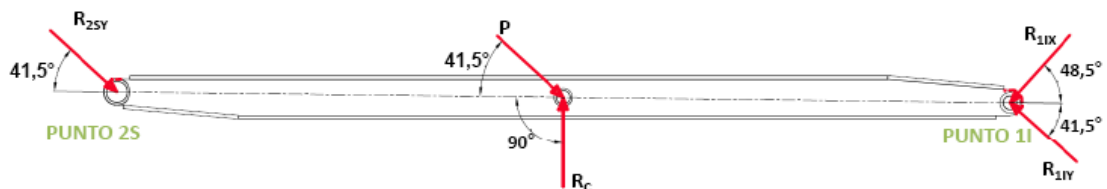


Fig. A.10 Esfuerzos aplicados sobre el sistema exterior de la tijera para la posición máxima



$$\sum F_X = 0 \Rightarrow +R_{2SY} \cdot \cos 41,5^\circ + P \cdot \cos 41,5^\circ - R_{1IY} \cdot \cos 41,5^\circ - R_{1IX} \cdot \cos 48,5^\circ = 0$$

Ec. A.60

$$\sum F_Y = 0 \Rightarrow -R_{2SY} \cdot \sin 41,5^\circ - P \cdot \sin 41,5^\circ + R_C + R_{1IY} \cdot \sin 41,5^\circ - R_{1IX} \cdot \sin 48,5^\circ = 0$$

Ec. A.61

$$\sum M_{1I} = 0 \Rightarrow +R_{2SY} \cdot \sin 41,5^\circ \cdot 5000 - P \cdot \sin 41,5^\circ \cdot 2500 - R_C \cdot 2500 = 0 \quad \text{Ec. A.62}$$

SISTEMA INTERIOR:

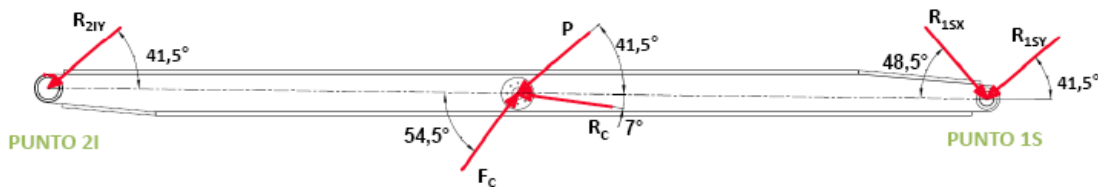


Fig. A.11 Esfuerzos aplicados sobre el sistema interior de la tijera para la posición máxima

$$\sum F_X = 0 \Rightarrow -(R_{2IY} + P + R_{1SY}) \cdot \cos 41,5^\circ - R_C \cdot \cos 7^\circ + F_C \cdot \cos 54,5^\circ + R_{1SX} \cdot \cos 48,5^\circ = 0$$

Ec. A.63

$$\sum F_X = 0 \Rightarrow -(R_{2IY} + P + R_{1SY}) \cdot \sin 41,5^\circ + R_C \cdot \sin 7^\circ + F_C \cdot \sin 54,5^\circ - R_{1SX} \cdot \sin 48,5^\circ = 0$$

Ec. A.64

$$\sum M_{1S} = 0 \Rightarrow R_{2IY} \cdot \sin 41,5^\circ \cdot 5000 + P \cdot \sin 41,5^\circ \cdot 2500 - R_C \cdot \sin 7^\circ \cdot 2500 - F_C \cdot \sin 54,5^\circ \cdot 2500 = 0$$

Ec. A.65

Los siguientes datos son conocidos:

$$R_{1SY} = 5.460 \text{ N}$$

$$R_{2SY} = 48.619 \text{ N}$$

$$P = 8.000 \text{ N}$$

Por lo tanto, el sistema tiene seis ecuaciones y seis incógnitas. Después de resolver el sistema, los resultados de todas las reacciones son:



$$R_{1IX} = 44.286 \text{ N}$$

$$R_{1IY} = 17.439 \text{ N}$$

$$R_{2IY} = 96.535 \text{ N}$$

$$R_{1SX} = 77.282 \text{ N}$$

$$R_{1SY} = 5.460 \text{ N}$$

$$R_{2SY} = 48.619 \text{ N}$$

$$P = 8.000 \text{ N}$$

$$R_C = 59.130 \text{ N}$$

$$F_C = 154.801 \text{ N}$$

A.2.2. Dimensionado perfil tijeras

Una vez halladas las reacciones, el siguiente paso es calcular la flecha del conjunto. Para tal tarea, se utilizará el teorema de Castigliano, que establece:

$$\delta = \frac{\delta W}{\delta F} = \int_{L_{tot}} \left(\frac{N}{EA} \cdot \frac{\delta N}{\delta F} + \frac{T}{GA_y} \cdot \frac{\delta T}{\delta F} + \frac{M}{EI} \cdot \frac{\delta M}{\delta F} \right) dx \quad \text{Ec. A.66}$$

Ambas partes de la tijera están sometidas a esfuerzos similares, excepto por el detalle de la tracción que se produce en la tijera interior entre el punto central y el punto 1S. Por este motivo, se dimensionará la tijera interior, y por lo tanto, la solución será extensible a la exterior.

Para dimensionar el perfil, se establece la condición que restringe la flecha máxima de cada brazo a 10 mm en la situación de estudio más desfavorable.

Para relaciones altura/longitud menores a la décima, los corrimientos producidos por las fuerzas normales y tangenciales son negligibles. En el caso de estudio, se está muy por encima, así que se aplica este criterio para simplificar los cálculos.

Se estudiarán por separado los dos casos planteados en el apartado anterior, y se dimensionará la tijera teniendo en cuenta el peor de los dos casos. De este modo se asegurará que el perfil seleccionado para la construcción de la tijera soportará todos los diferentes esfuerzos que irán apareciendo sobre ella a medida que cambie su posición al elevarse o descender.



A.2.2.1. Momento de inercia necesario para la tijera para la posición mínima

Para dimensionar el perfil de la tijera en este apartado, se utilizarán los datos de las reacciones que afectan la tijera cuando se encuentra en la posición mínima, que han sido calculados en el apartado A.2.1.1.

La tijera interior es la más solicitada, por lo que los cálculos se realizarán teniendo en cuenta este caso, ya que es el peor de ambos.

Para calcular la flecha, se divide la integral en dos intervalos. El primero, desde el punto 2I hasta el punto central, y el segundo, desde el punto central al punto 1S. Para estos intervalos, los momentos son:

Intervalo 2I-C ($0 < x < 2.500\text{mm}$):

$$M = -8.800 \cdot x \text{ (N}\cdot\text{mm)}, \quad \frac{\partial M}{\partial F} = 0 \quad \text{Ec. A.67}$$

Intervalo C-1S ($2.500 < x < 5.000\text{mm}$):

$$M = -8.800 \cdot x + 17.500 \cdot (x - 2.500) \text{ (N}\cdot\text{mm)}, \quad \frac{\partial M}{\partial F} = (x - 2500) \quad \text{Ec. A.68}$$

Donde x tiene como unidad mm.

Por lo tanto, la integral queda:

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \quad \text{Ec. A.69}$$

$$G = 8 \cdot 10^4 \text{ MPa} \quad \text{Ec. A.70}$$

$$\delta = \int_0^{2500} 0 + \int_{2500}^{5000} \frac{(x-2500)}{2,1 \cdot 10^5 \cdot I} \cdot (-8.800 \cdot x + 17500 \cdot (x - 2500)) \cdot dx \quad \text{Ec. A.71}$$

Operando, se obtiene,

$$\delta_t = \frac{-111.607.142,9}{I} \text{ mm}^5 \quad \text{Ec. A.72}$$

Al aplicar la restricción de $\delta_{\max} = 10 \text{ mm}$, el momento de inercia ha de cumplir:

$$I \geq 1.116 \text{ cm}^4 \quad \text{Ec. A.73}$$



A.2.2.2. Momento de inercia necesario para la tijera para la posición máxima

Para dimensionar el perfil de la tijera en este apartado, se utilizarán los datos de las reacciones que afectan la tijera cuando se encuentra en la posición máxima, que han sido calculados en el apartado A.2.1.2.

La tijera interior es la más solicitada, por lo que los cálculos se realizarán teniendo en cuenta este caso, ya que es el peor de ambos.

Para calcular la flecha, se divide la integral en dos intervalos. El primero, desde el punto 2I hasta el punto central, y el segundo, desde el punto central al punto 1S. Para estos intervalos, los momentos son:

Intervalo 2I-C ($0 < x < 2.500\text{mm}$):

$$M = -64.000 \cdot x \text{ (N}\cdot\text{mm)}, \frac{\partial M}{\partial F} = 0 \quad \text{Ec. A.74}$$

Intervalo C-1S ($2.500 < x < 5.000\text{mm}$):

$$M = -64.000 \cdot x + 125.500 \cdot (x - 2.500) \text{ (N}\cdot\text{mm)}, \frac{\partial M}{\partial F} = (x - 2.500) \quad \text{Ec. A.75}$$

Donde x tiene como unidad mm.

Por lo tanto, la integral queda:

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \quad \text{Ec. A.76}$$

$$G = 8 \cdot 10^4 \text{ MPa} \quad \text{Ec. A.77}$$

$$\delta = \int_0^{2500} 0 + \int_{2500}^{5000} \frac{(x-2500)}{2,1 \cdot 10^5 \cdot I} \cdot (-64.000 \cdot x + 125.500 \cdot (x - 2500)) \cdot dx \quad \text{Ec. A.78}$$

Operando, se obtiene,

$$\delta_t = \frac{-855.654.761,9}{I} \text{ mm}^5 \quad \text{Ec. A.79}$$

Al aplicar la restricción de $\delta_{\max} = 10 \text{ mm}$, el momento de inercia ha de cumplir:

$$I \geq 8.556 \text{ cm}^4 \quad \text{Ec. A.80}$$



A.2.2.3. Dimensionado del perfil

De los dos casos estudiados, se determina que la tijera tendrá mayor flecha cuando esté en la posición máxima del recorrido de la plataforma. Por este motivo, el perfil se dimensionará con los datos del apartado A.2.2.2.

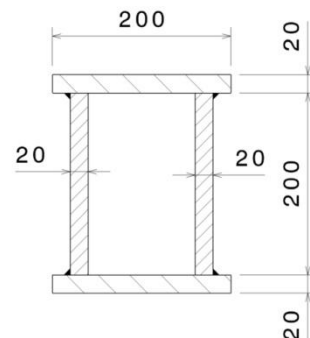
Como primera opción, se estudia el hacer los brazos con placas mecanizadas. Esta solución presenta la ventaja de no necesitar muchas horas de trabajo por parte de un soldador cualificado. Se sabe que el ancho máximo del brazo es de 300 mm (h_{max}), y si se superara este valor, la altura de la plataforma plegada subiría del mínimo establecido.

El momento de inercia de una placa es:

$$I = \frac{1}{3} \cdot e \cdot h^3 \quad \text{Ec. A.81}$$

Entonces,

$$e = \frac{3 \cdot I}{h_{max}^2} = \frac{3 \cdot 8,556 \cdot 10^8}{300^3} = 95,1 \text{ mm} \quad \text{Ec. A.82}$$



Como se puede observar, el valor es demasiado grande. Es necesario encontrar otra solución. La más indicada es fabricar un cajón.

Fig. A.12 Medidas cajón de la tijera

El perfil a calcular será:

$$I = 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot 200 \cdot 20^3 + 200 \cdot 20 \cdot 110^2 \right) + 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot 20 \cdot 200^3 \right) \quad \text{Ec. A.83}$$

$$I = 12.373,33 \text{ cm}^4 > 8.556 \text{ cm}^4 \quad \text{Ec. A.84}$$

$$\delta = \frac{-855.654.761,9}{12.373,33 \cdot 10^4} = 6,91 \text{ mm} \quad \text{Ec. A.85}$$

También es necesario calcular el coeficiente de seguridad a rotura del perfil. Por lo tanto:

$$\sigma_{x\max} = \frac{|M_{z\max}|}{W_z} \leq \sigma_{adm} \quad \text{Ec. A.86}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{\gamma_{se}} = \frac{200}{1,50} = 133,3 \text{ MPa} \quad \text{Ec. A.87}$$

$$M_{z\max} = -160 \cdot 10^6 \text{ Nmm (en el punto C)} \quad \text{Ec. A.88}$$

$$W_{z\text{total}} = 1.031,11 = 1.031,11 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 \quad \text{Ec. A.89}$$



$$\sigma_{x\max} = \frac{160 \cdot 10^6}{1.031,11 \cdot 10^6} = 0,16 \text{ MPa} \ll \sigma_{\text{adm}} \quad \text{Ec. A.90}$$

Como se puede observar en los cálculos, la tensión máxima que debe soportar la estructura es exageradamente inferior al límite elástico. Hacer que el cajón flecte solamente diez milímetros en cinco metros con los esfuerzos a los que está sometido, hace que el cajón esté sobredimensionado a tensión.

Como se puede observar, este perfil cumple todas las condiciones. Por lo tanto, este cajón será el utilizado para la construcción de las tijeras.

A.2.3. Dimensionado de los ejes

Se conocen todos los esfuerzos máximos a los que los ejes están sometidos. Estos son:

$$R_{1S\max} = 111.090 \text{ N}$$

$$R_{2S\max} = 48.619 \text{ N}$$

$$R_{Cc\max} = 154.801 \text{ N}$$

$$R_{Ct\max} = 59.130 \text{ N}$$

$$R_{1l\max} = 47.596 \text{ N}$$

$$R_{2l\max} = 96.535 \text{ N}$$

Donde,

$R_{1S\max}$ es el esfuerzo cortante aplicado en el eje del punto 1S.

$R_{2S\max}$ es el esfuerzo cortante aplicado en el eje del punto 2S.

$R_{Cc\max}$ es el esfuerzo cortante aplicado en el eje del cilindro en el punto central.

$R_{Ct\max}$ es el esfuerzo cortante aplicado en el eje de unión entre las dos tijeras en el punto central.

$R_{1l\max}$ es el esfuerzo cortante aplicado en el eje del punto 1l.

$R_{2l\max}$ es el esfuerzo cortante aplicado en el eje del punto 2l.

Para la construcción de los ejes se utilizará acero fino con tratamiento de temple y revenido y aleado (F-1270-T105), en estado de temple y revenido normal. Este acero tiene las siguientes características:



$$\sigma_e = 900 \text{ N/mm}^2 \quad \text{Ec. A.91}$$

$$\sigma_{adm} = 900/1,5 = 600 \text{ N/mm}^2 \quad \text{Ec. A.92}$$

$$\tau_{adm} = 0,8 \cdot 600 = 480 \text{ N/mm} \quad \text{Ec. A.93}$$

Además, se sabe que:

$$\tau_{adm} \geq \frac{R_{max}}{A} = \frac{R_{max}}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} \Rightarrow d_{min} = \sqrt{\frac{R_{max} \cdot 4}{\pi \cdot \tau_{adm}}} \quad \text{Ec. A.94}$$

Donde:

R_{max} = Fuerza cortante máxima a la que está sometido el eje.

d_{min} = Diámetro mínimo del eje para aguantar las solicitaciones.

A = Área de la sección circular del eje.

Se establecerán tres grupos diferentes de ejes, dependiendo de las solicitaciones a las que están sometidos.

TIPO A: $R_{max} = 70.000 \text{ N}$ (Eje punto 1I y C_T)

$$d_{minA} = \sqrt{\frac{R_{max} \cdot 4}{\pi \cdot \tau_{adm}}} = \sqrt{\frac{7 \cdot 10^4 \cdot 4}{\pi \cdot 480}} = 14 \text{ mm} \quad \text{Ec. A.95}$$

TIPO B: $R_{max} = 120.000 \text{ N}$ (Eje punto 1S)

$$d_{minB} = \sqrt{\frac{R_{max} \cdot 4}{\pi \cdot \tau_{adm}}} = \sqrt{\frac{12 \cdot 10^4 \cdot 4}{\pi \cdot 480}} = 18 \text{ mm} \quad \text{Ec. A.96}$$

TIPO C: $R_{max} = 160.000 \text{ N}$ (Eje punto central de enlace entre las tijeras)

$$d_{minC} = \sqrt{\frac{R_{max} \cdot 4}{\pi \cdot \tau_{adm}}} = \sqrt{\frac{16 \cdot 10^4 \cdot 4}{\pi \cdot 480}} = 21 \text{ mm} \quad \text{Ec. A.97}$$

Los ejes dan tamaños de diámetro pequeños, pero por temas de seguridad y de facilidad de ensamblaje para el operario, todos los ejes se harán iguales y de diámetro sesenta milímetros.

Seguidamente se procede a calcular los ejes por aplastamiento, sabiendo que R_{max} es 160.000 N, y el radio es 60mm.



Por lo tanto,

$$\sigma_{adm} \geq \frac{R_{max}}{2 \cdot d \cdot e} = \frac{160.000}{2 \cdot 60 \cdot 20} = 66,6 \text{ N/mm}^2 \quad \text{Ec. A.98}$$

Este valor es inferior a los 600 N/mm² que soporta el material, por lo que el eje cumple con todos los requisitos necesarios.

A.2.4. Dimensionado de los cilindros

El modelo de cilindro necesario para poder elevar la plataforma, será un cilindro de 320 bar de presión nominal que trabajará a 250 bar, para así alargar su vida y estar seguros que aguantará picos de presión que puedan aparecer en el circuito hidráulico.

A esta presión, el cilindro hará una fuerza de empuje de 385 kN, más que suficiente para la situación que nos atañe, que necesita de 155 kN, como se ha visto en el apartado anterior.

La carrera necesaria para el cilindro es de 750 mm para la aplicación de estudio, pero dada la posición desde donde se instala el cilindro, habrá que elevar esta cifra hasta los 900 mm para tener cierto margen de carrera, tanto superior como inferior, que servirá para evitar interferencias mecánicas y facilitar la instalación a los mecánicos.

El código del cilindro para el fabricante HYDROWA es 140-100-900/ZB-ZS-32-ED-1 A 3.

A.2.5. Dimensionado de los rodamientos

Los rodamientos que deberán montarse en los puntos I2 y S2 serán iguales, y estarán sometidos a unas reacciones próximas a los 100.000 N.

Siempre es positivo utilizar coeficientes de seguridad elevados para estas aplicaciones, por lo que se instalarán rodamientos combinados axiales ajustables de la serie JUMBO del fabricante WINKEL, capaces de soportar reacciones de hasta 120.000 N. De este modo, el coeficiente de seguridad será igual a 1,2.

Como guía para estos rodamientos se instalarán cuatro perfiles WINKEL específicos para este modelo de rodamiento.

A.2.6. Dimensionado cordones de soldadura para los soportes de los cilindros

Los cordones de soldadura que unen las placas para colocar el eje del cilindro con la estructura de la tijera están sometidos a tensiones de cortadura.



Se estudiarán dos casos críticos. El primero corresponde a la altura mínima, donde el cilindro debe ejercer la fuerza máxima. El segundo corresponde a la altura máxima, donde la distancia entre la fuerza del cilindro y el centro de aplicación del momento es máxima.

Como resumen:

Posición mínima	Posición máxima
$F_{\max 1} = 105.905 \text{ N}$	$F_{\max 2} = 154.801 \text{ N}$
$d_1 = 54,5 \text{ mm}$	$d_2 = 151,5 \text{ mm}$
$M_1 = F_{\max 1} \cdot d_1 = 5.771 \text{ Nm}$	$M_2 = F_{\max 2} \cdot d_2 = 23.452 \text{ Nm}$

Tabla A-3 Esfuerzos sobre los cordones de soldadura para las diferentes posiciones

Donde,

$F_{\max 1}$ es la fuerza máxima que ejerce el cilindro en la posición de mínima altura.

$F_{\max 2}$ es la fuerza máxima que ejerce el cilindro en la posición de máxima altura.

d_1 es la distancia mínima entre la dirección de aplicación de la fuerza del cilindro y el centro de aplicación de la fuerza para la posición de mínima altura.

d_2 es la distancia mínima entre la dirección de aplicación de la fuerza del cilindro y el centro de aplicación de la fuerza para la posición de máxima altura.

M_1 es el momento máximo que se ejerce sobre el eje central de la tijera en la posición mínima.

M_2 es el momento máximo que se ejerce sobre el eje central de la tijera en la posición máxima.

A.2.6.1. Estudio cordones de soldadura para la posición mínima de la plataforma

Para comenzar, se procede a calcular el esfuerzo cortante debido al par al que está sometida la pieza.

$$t_{IImin} = \tau_{IImin} = \frac{\frac{T_{min}}{(d+a)/2}}{\pi \cdot (d+a) \cdot a \cdot n} = \frac{\frac{5.771}{(0,15+0,012)/2}}{\pi \cdot (0,15+0,012) \cdot 12 \cdot 2} = 5,8 MPa \quad \text{Ec. A.99}$$



Donde,

t_{lmin} es la componente longitudinal de la tensión tangencial sobre el plano superior del cordón para la posición mínima.

τ_{lmin} es la componente tangencial sobre la sección de la garganta de la soldadura para la posición mínima.

T_{min} es el momento cortante máximo para la soldadura para la posición mínima.

d es el diámetro del eje, que en el caso de estudio es 150 mm.

a es el cuello de la soldadura, que se supone de 12 mm.

n es el número de cordones de soldadura, que es 2.

Seguidamente, se calcula el esfuerzo de tracción-compresión debido a la flexión.

$$n_{lmin} = \frac{M_{fmin}}{2 \cdot 0,1 \cdot (d+2a)^3} \quad \text{Ec. A.100}$$

$$M_{fmin} = R_{min} \cdot \left(a - \frac{b}{2}\right) \quad \text{Ec. A.101}$$

Donde,

n_{lmin} es la tensión normal que actúa en el plano de una de las caras del cordón, referida a la superficie de la sección de garganta abatida sobre ese lado, para la posición mínima de la plataforma.

M_{lmin} es el momento flector para la posición mínima.

d es el diámetro del eje, que en el caso de estudio es 150 mm.

a es el cuello de la soldadura, que se supone de 12 mm.

R_{min} es la fuerza cortante máxima para la posición mínima.

Sustituyendo valores,

$$M_{fmin} = R_{min} \cdot \left(a - \frac{b}{2}\right) = 105.905 \cdot \left(142 - \frac{125}{2}\right) = 8.420 Nm \quad \text{Ec. A.102}$$

$$n_{lmin} = \frac{M_{fmin}}{2 \cdot 0,1 \cdot (d+2a)^3} = \frac{8.420}{2 \cdot 0,1 \cdot (0,15+2 \cdot 0,024)^3} = 8 MPa \quad \text{Ec. A.103}$$



La tensión normal que actúa en la sección de la garganta cuando la plataforma está en la posición de altura mínima (σ_{Imin}) es,

$$\sigma_{Imin} = \tau_{Imin} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot n_I = 5,6 MPa \quad \text{Ec. A.104}$$

A partir de los valores anteriores, la tensión de cálculo,

$$\sigma_{cm\ min} = \sqrt{\sigma_I^2 + 1,8 \cdot (\tau_{Imin}^2 + \tau_{IImin}^2)} \quad \text{Ec. A.105}$$

$$\sigma_{cm\ min} = \sqrt{5,6^2 + 1,8 \cdot (5,6^2 + 5,8^2)} = 12,3 MPa \quad \text{Ec. A.106}$$

En las condiciones de estudio y con los valores calculados anteriormente, el valor admisible resultante es,

$$\sigma_{adm} = \gamma_1 \cdot \gamma_2 \cdot \frac{\sigma_a}{S_N} \quad \text{Ec. A.107}$$

$$\sigma_{adm} = 0,47 \cdot 1 \cdot \frac{240}{3} = 37,6 MPa \quad \text{Ec. A.108}$$

Donde,

σ_a es la sollicitación máxima alternativa que soporta el material del que está fabricado la pieza, que es 240 MPa para éste en concreto.

γ_1 es el coeficiente para el tipo de soldadura. Tratándose del caso de estudio este valor es 0,47, ya que se trata de una unión doble con cordón en ángulo [Niemann, Elementos de máquinas, Tabla 7.3].

γ_2 es el coeficiente de calidad de la soldadura, que se toma como 1, ya que será una soldadura controlada realizada por soldadores expertos.

S_N es el coeficiente de seguridad, y en el caso de estudio es 3.

Por lo tanto, la soldadura resistirá, ya que el valor admisible es casi tres veces el máximo que se necesita para la plataforma en la posición mínima.

A.2.6.2. Estudio cordones de soldadura para la posición mínima de la plataforma

Para comenzar, se procede a calcular el esfuerzo cortante debido al par al que está sometida la pieza.

$$t_{II\ max} = \tau_{II\ max} = \frac{\frac{T_{max}}{(d+a)/2}}{\pi \cdot (d+a) \cdot a \cdot n} = \frac{\frac{23.452}{(0,15+0,012)/2}}{\pi \cdot (0,15+0,012) \cdot 12 \cdot 2} = 23,7 MPa \quad \text{Ec. A.109}$$



Donde,

t_{lmax} es la componente longitudinal de la tensión tangencial sobre el plano superior del cordón para la posición máxima.

τ_{lmax} es la componente tangencial sobre la sección de la garganta de la soldadura para la posición máxima.

T_{max} es el momento cortante máximo para la soldadura para la posición máxima.

d es el diámetro del eje, que en el caso de estudio es 150 mm.

a es el cuello de la soldadura, que se supone de 12 mm.

n es el número de cordones de soldadura, que es 2.

Seguidamente, se calcula el esfuerzo de tracción-compresión debido a la flexión.

$$n_{lmax} = \frac{M_{fmax}}{2 \cdot 0,1 \cdot (d+2a)^3} \quad \text{Ec. A.110}$$

$$M_{fmax} = R_{max} \cdot \left(a - \frac{b}{2}\right) \quad \text{Ec. A.111}$$

Donde,

n_{lmax} es la tensión normal que actúa en el plano de una de las caras del cordón, referida a la superficie de la sección de garganta abatida sobre ese lado, para la posición mínima de la plataforma.

M_{lmax} es el momento flector para la posición máxima.

d es el diámetro del eje, que en el caso de estudio es 150 mm.

a es el cuello de la soldadura, que se supone de 12 mm.

R_{max} es la fuerza cortante máxima para la posición máxima.

Sustituyendo valores,

$$M_{fmax} = R_{max} \cdot \left(a - \frac{b}{2}\right) = 154.801 \cdot \left(142 - \frac{125}{2}\right) = 12.307 Nm \quad \text{Ec. A.112}$$

$$n_{lmax} = \frac{M_{fmax}}{2 \cdot 0,1 \cdot (d+2a)^3} = \frac{12.307}{2 \cdot 0,1 \cdot (0,15+2 \cdot 0,024)^3} = 11,7 MPa \quad \text{Ec. A.113}$$



La tensión normal que actúa en la sección de la garganta cuando la plataforma está en la posición de altura máxima (σ_{lmax}) es,

$$\sigma_{lmin} = \tau_{lmin} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot n_I = 8,3 MPa \quad \text{Ec. A.114}$$

A partir de los valores anteriores, la tensión de cálculo,

$$\sigma_{cm\ max} = \sqrt{\sigma_I^2 + 1,8 \cdot (\tau_{lmax}^2 + \tau_{llmax}^2)} \quad \text{Ec. A.115}$$

$$\sigma_{cm\ max} = \sqrt{8,3^2 + 1,8 \cdot (8,3^2 + 23,7^2)} = 34,7 MPa \quad \text{Ec. A.116}$$

El valor admisible resultante es, como en el apartado anterior, 37,6 MPa. Por lo tanto, la soldadura resistirá, ya que el valor admisible es inferior al máximo que se necesita para la plataforma en la posición máxima, aun habiendo cogido un coeficiente de seguridad igual a 3.



A.3. Cálculos grupo C: Plataforma

A.3.1. Dimensionado perfil

El grupo C ha de ser extremadamente rígido para que los operarios se sientan seguros mientras trabajan. Al tratarse de un área de trabajo tan extensa, ha de calcularse el perfil necesario para la construcción de este grupo que permita que la flecha en el peor de los supuestos sea aceptable.

El grupo C ha de soportar el peso de los trampolines, de las barandillas, su propio peso y las fuerzas a las que lo someterán los operarios. El caso de estudio en estos cálculos es el de seis operarios en la parte central de la plataforma, que se considera como algo excepcional, ya que normalmente estarán mejor distribuidos.

Los pesos debidos a la propia máquina se consideran como una carga repartida, y el peso de los operarios se considera como una carga puntual.

Concretamente,

	MASA	PESO
GRUPO C	3.600 kg.	5,2 N/mm
GRUPO D	1.800 kg.	
GRUPO E	376 kg.	
OPERARIOS	600 kg.	6.000 N

Tabla A-4 Pesos sobre el grupo C



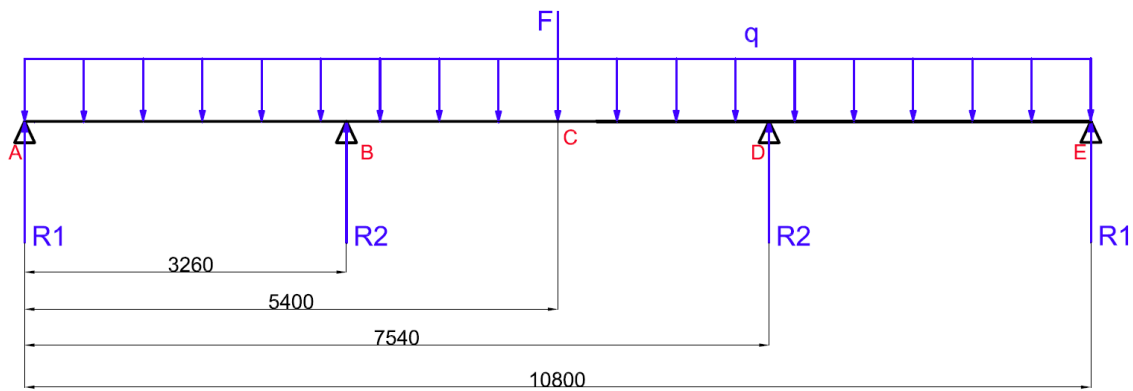


Fig. A.13 Esquema del grupo C, sus apoyos y los esfuerzos sobre el mismo

Al tratarse de un caso hiperestático, calcular las reacciones resultantes en los puntos de apoyo de la estructura no es trivial, y será necesario dividir el sistema en dos partes. De todos modos, al tratarse de un sistema simétrico, estas reacciones serán iguales dos a dos.

Para cada parte se considerará el peso correspondiente a la longitud de la barra aplicada en el centro de ésta, que será diferente en ambos casos.

De este modo,

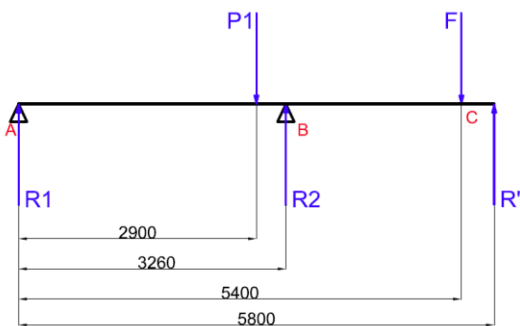


Fig. A.15 Sistema A

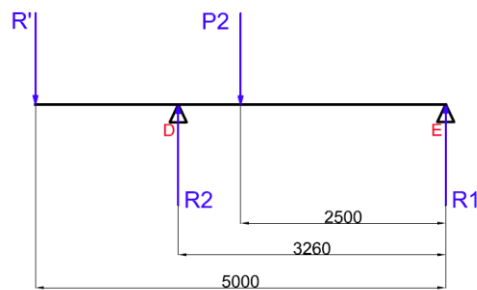


Fig. A.14 Sistema B

Sistema A:

$$\sum F = 0 \rightarrow P_1 + F = R_1 + R_2 + R' \quad \text{Ec. A.117}$$

$$\sum M = 0 \rightarrow -P_1 \cdot 2.900 - F \cdot 5.400 + R_2 \cdot 3.260 + R' \cdot 5.800 = 0 \quad \text{Ec. A.118}$$

Sistema B:

$$\sum F = 0 \rightarrow P_2 + R' = R_1 + R_2 \quad \text{Ec. A.119}$$



$$\sum M = 0 \rightarrow P_2 \cdot 2.500 - R_2 \cdot 3.260 + R' \cdot 5.000 = 0 \quad \text{Ec. A.120}$$

Con el sistema de ecuaciones resultante, se obtiene que las reacciones R_1 y R_2 son,

$$R_1 = 3.350\text{N} \quad \text{Ec. A.121}$$

$$R_2 = 27.730\text{N} \quad \text{Ec. A.122}$$

Una vez halladas las reacciones, el siguiente paso es calcular la flecha del conjunto. Para tal tarea, se utilizará el teorema de Castigliano, que establece:

$$\delta = \frac{\delta W}{\delta F} = \int_{\text{tot}} \left(\frac{N}{EA} \cdot \frac{\delta N}{\delta F} + \frac{T}{GA_y} \cdot \frac{\delta T}{\delta F} + \frac{M}{EI} \cdot \frac{\delta M}{\delta F} \right) dx \quad \text{Ec. A.123}$$

En este caso en particular, se deberá dividir la integral en cuatro intervalos. En los dos primeros, F no interviene ni en T ni en M , por lo que la derivada de estos términos es cero, haciendo que su resultado sea cero.

En cambio, para los dos tramos restantes,

Para el tramo CD,

$$N=0 \quad \text{Ec. A.124}$$

$$T = R_1 + R_2 - F - q \cdot x \quad \text{Ec. A.125}$$

$$M = R_1 \cdot x + R_2 \cdot (x - 3.260) - F \cdot (x - 5.400) - q \cdot \frac{x^2}{2} \quad \text{Ec. A.126}$$

$$\frac{\delta T}{\delta F} = -1 \quad \text{Ec. A.127}$$

$$\frac{\delta M}{\delta F} = -(x - 5.400) \quad \text{Ec. A.128}$$

Para el tramo DE,

$$N=0 \quad \text{Ec. A.129}$$

$$T = R_1 + 2 \cdot R_2 - F - q \cdot x \quad \text{Ec. A.130}$$

$$M = R_1 \cdot x + R_2 \cdot (x - 3.260) - F \cdot (x - 5.400) - q \cdot \frac{x^2}{2} + R_2 \cdot (x - 7.540) \quad \text{Ec. A.131}$$

$$\frac{\delta T}{\delta F} = -1 \quad \text{Ec. A.132}$$



$$\frac{\delta M}{\delta F} = -(x - 5.400) \quad \text{Ec. A.133}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \quad \text{Ec. A.134}$$

$$G = 8 \cdot 10^4 \text{ MPa} \quad \text{Ec. A.135}$$

Sustituyendo en la integral y operando por tramos, se obtiene,

$$\delta_T = \frac{93.961.179,77 \text{ mm}^5}{I} \quad \text{Ec. A.136}$$

Para la construcción de la base, se utilizan 4 perfiles. A los perfiles de los extremos se les denominará de tipo A y a los interiores, de tipo B. Buscando las diferentes combinaciones que produzcan una flecha inferior a 5mm, se llega a la conclusión que la mejor de ellas es la que se explica a continuación.

Las propiedades de los perfiles seleccionados son:

	TIPO A	TIPO B
a	250 mm	200 mm
b	150 mm	100 mm
e	8 mm	10 mm
r	20 mm	20 mm
I	$4.921 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$	$2.479 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$
Sección	5.949 mm^2	5.291 mm^2

Tabla A-5 Dimensiones perfiles

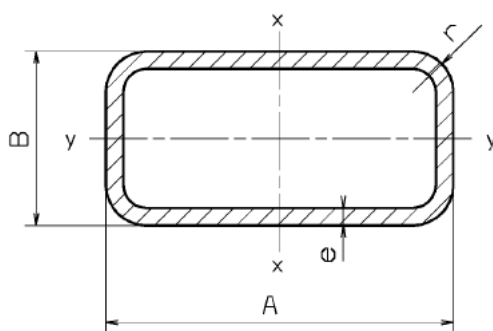


Fig. A.16 Esquema medidas perfiles



La I_{total} será entonces de $148 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$.

Sustituyendo este dato en la ecuación Ec. A.136, se halla una flecha $\delta = 1,6 \text{ mm}$, que cumple sobradamente los requisitos establecidos por el proyectista.

Seguidamente se comprueba si el perfil soporta los esfuerzos a los que está sometido, y cuál es su coeficiente de seguridad.

$$\sigma_{x\max} = \frac{|M_{z\max}|}{W_z} \leq \sigma_{adm} \quad \text{Ec. A.137}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{\gamma_{se}} = \frac{200}{1,50} = 133,3 \text{ MPa} \quad \text{Ec. A.138}$$

$$M_{z\max} = -76.052,960 \text{ Nmm (en el punto D)} \quad \text{Ec. A.139}$$

$$W_{ztotal} = 2 \cdot (304,37 \text{ cm}^3 + 271,7 \text{ cm}^3) = 1.152.140 \text{ mm}^3 \quad \text{Ec. A.140}$$

$$\sigma_{x\max} = \frac{76.052,960}{1.152.140} = 66,10 \text{ MPa} \ll \sigma_{adm} \quad \text{Ec. A.141}$$

Como se puede observar en los cálculos, la tensión máxima que debe soportar la estructura es aproximadamente la mitad de la tensión admisible por esta, así que el perfil cumple las expectativas.





A.4. Cálculos grupo D: Trampolines

A.4.1. Dimensionado perfil

Para dimensionar el perfil necesario para la construcción de los trampolines, es imprescindible realizar unos cálculos mínimos que aseguren que la flecha del trampolín en las peores condiciones sea aceptable, y obviamente, que resista el peso al que estará sometido.

Con este fin, se establecerá que las condiciones más desfavorables para cualquiera de los trampolines suceden cuando éstos se encuentran al final de su carrera, y con 2 personas en su extremo. El peso del trampolín es de 750N aproximadamente, y se tendrá en cuenta en los cálculos. En la Fig. A.17 puede observarse la situación de estudio, donde P es el peso del trampolín aplicado en su centro de gravedad, y F es el peso de los dos operarios. R_1 y R_2 son las reacciones que aparecen en los puntos de apoyo.

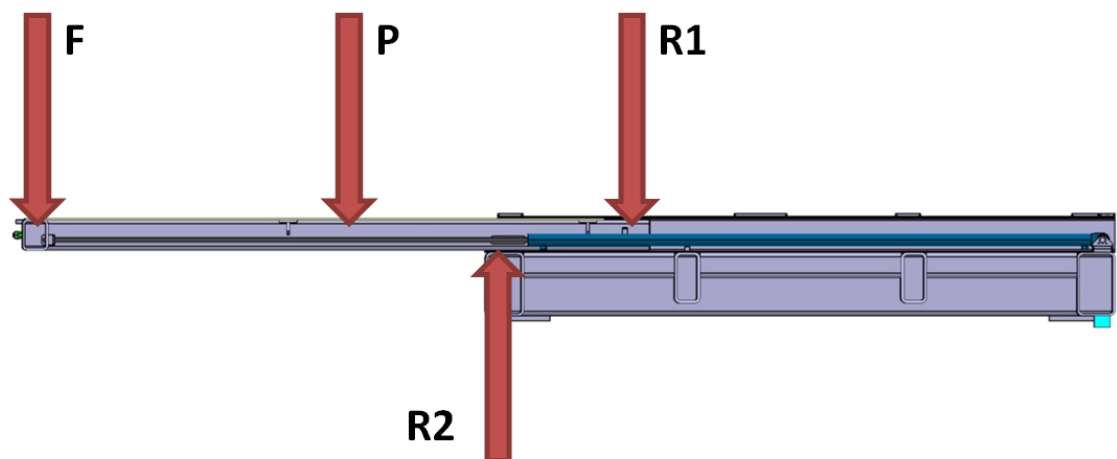


Fig. A.17 Acciones sobre el trampolín

Como hay dos perfiles que forman longitudinalmente el trampolín, las fuerzas se dividen por dos, y tratamos el problema como si de un solo perfil se tratara.

Se comienza por establecer las condiciones de equilibrio,

$$\Sigma F=0 \rightarrow F + P + R_1 = R_2 \quad \text{Ec. A.142}$$

$$\Sigma M=0 \rightarrow F \cdot (a + b) + P \cdot (a + b) / 2 - R_2 \cdot a = 0 \quad \text{Ec. A.143}$$



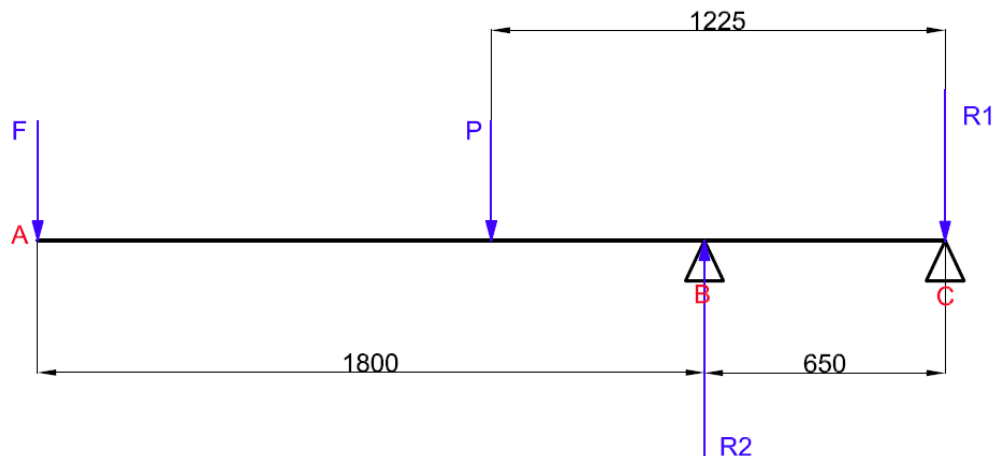


Fig. A.18 Esquema simplificado del trampolín y sus acciones (peso como carga puntual)

Sabemos que:

$$a = 650 \text{ mm}$$

$$b = 1.800 \text{ mm}$$

$$F = 2.000 \text{ N} / 2 = 1000 \text{ N}$$

$$P = 750 \text{ N} / 2 = 375 \text{ N}$$

Por lo tanto, al sustituir estos valores en el sistema formado por las ecuaciones Ec. A.142 y Ec. A.143, obtenemos como solución para las reacciones:

$$R_1 = 3.101 \text{ N}$$

$$R_2 = 4.476 \text{ N}$$

Ahora, con estos datos, se procederá a calcular el perfil necesario, poniendo como condición que la flecha máxima del trampolín en la situación de estudio ha de ser inferior a 5 mm. Para estos cálculos se supondrá el peso del trampolín como una carga repartida $q = 0,15 \text{ N/mm}$.



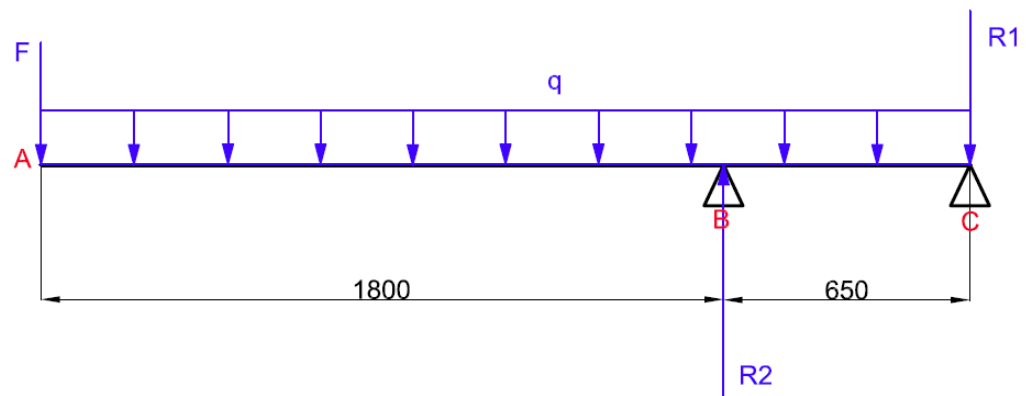


Fig. A.19 Esquema simplificado del trampolín y sus acciones (peso como carga repartida)

Para calcular la flecha, se utilizará el teorema de Castigliano, que establece que:

$$\delta = \frac{\delta W}{\delta F} = \int_{\text{tot}} \left(\frac{N}{EA} \cdot \frac{\delta N}{\delta F} + \frac{T}{GA_y} \cdot \frac{\delta T}{\delta F} + \frac{M}{EI} \cdot \frac{\delta M}{\delta F} \right) dx \quad \text{Ec. A.144}$$

En este caso en particular, se deberá dividir la integral en dos intervalos. Del punto A al punto B, y de B a C.

Para el tramo AB,

$$N=0 \quad \text{Ec. A.145}$$

$$T = -F - q \cdot x \quad \text{Ec. A.146}$$

$$M = -F \cdot x - q \cdot \frac{x^2}{2} \quad \text{Ec. A.147}$$

Para el tramo BC,

$$N=0$$

$$T = -F - q \cdot x + R_2 \quad \text{Ec. A.148}$$

$$M = -F \cdot x - q \cdot \frac{x^2}{2} + R_2 \cdot (x - 1.800) \quad \text{Ec. A.149}$$

Por lo tanto,

$$\delta_1 = \frac{\delta W}{\delta F} = \int_0^{1.800} \left(0 + \frac{-F - q \cdot x}{GA_y} \cdot (-1) + \frac{-F \cdot x - \frac{q \cdot x^2}{2}}{EI} \cdot (-x) \right) dx + \int_{1.800}^{2.450} \left(0 + \frac{-F + R_2 - q \cdot x}{GA_y} \cdot (-1) + \frac{-F \cdot x - \frac{q \cdot x^2}{2} + R_2 \cdot (x - 1.800)}{EI} \cdot (-x) \right) dx \quad \text{Ec. A.150}$$



Donde:

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$G = 8 \cdot 10^4 \text{ MPa}$$

Operando la ecuación Ec. A.150 se obtiene,

$$\delta_T = \frac{16.504.118 \text{ mm}^5}{I} \quad \text{Ec. A.151}$$

Probando diferentes perfiles, se llega a la conclusión que el perfil idóneo es un tubo rectangular para construcción general de acero F-6201.

Las propiedades del perfil seleccionado son:

$$a = 120 \text{ mm}$$

$$b = 100 \text{ mm}$$

$$e = 8 \text{ mm}$$

$$r = 15 \text{ mm}$$

$$I = 637,8 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$$

$$\text{Sección} = 1.639 \text{ mm}^2$$

Sustituyendo estos datos en la ecuación Ec. A.151, se halla una flecha $\delta = 2,6 \text{ mm}$, que cumple los requisitos establecidos por el proyectista.

Seguidamente se comprueba si el perfil soporta los esfuerzos a los que está sometido, y cuál es su coeficiente de seguridad.

$$\sigma_{x\max} = \frac{|M_{z\max}|}{W_z} \leq \sigma_{\text{adm}} \quad \text{Ec. A.152}$$

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{\sigma_e}{\gamma_{se}} = \frac{200}{1,50} = 133,3 \text{ MPa} \quad \text{Ec. A.153}$$

$$M_{z\max} = -4.086.000 \text{ Nmm (en el punto B)} \quad \text{Ec. A.154}$$

$$W_{z\text{total}} = 2 \cdot 106.500 \text{ mm}^3 = 213.000 \text{ mm}^3 \quad \text{Ec. A.155}$$

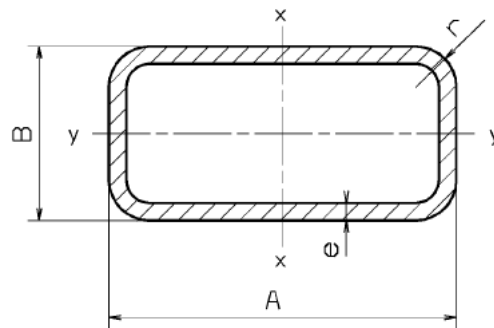


Fig. A.20 Esquema datos perfil



$$\sigma_{x\max} = \frac{4.086.000}{213.000} = 19,18\text{MPa} \ll \sigma_{\text{adm}}$$

Ec. A.156

Como se puede observar en los cálculos, la tensión máxima que debe soportar la estructura es aproximadamente una décima parte de la tensión admisible por esta, así que el perfil cumple las expectativas.

A.4.2. Selección cilindros

Los cilindros no realizarán un gran esfuerzo, dado que el trampolín se desliza sobre la guía mediante unas pastillas de DESLIDUR, un polímero de bajo coeficiente de fricción.

Por este motivo, un cilindro de diámetro 40 mm y carrera 2.000 mm será suficiente. Se escoge un cilindro con presión de trabajo 320 bar, que se hará trabajar a 250 bar, para proteger el cilindro y alargar su vida. En estas condiciones de trabajo, el cilindro ejerce una fuerza de 31.400N empujando, y 21.900N estirando, más que suficiente para nuestra aplicación.

En concreto, el cilindro seleccionado pertenece al catálogo del fabricante HYDROWA y tiene referencia 40 - 22 - 2000 / ZB - ZS - 32 - DB - 1 A 3.





A.5. Cálculos grupo H: Sistema de dirección y ruedas

A.5.1. Cálculo sistema de dirección

El peso total de la plataforma es de unas veinte toneladas aproximadamente, y éste se repartirá por igual entre las cuatro ruedas que dispone la plataforma cuando está en movimiento.

Para asegurar el buen funcionamiento de la dirección, debe tenerse en cuenta los coeficientes de fricción entre el suelo y la rueda y el ancho de la huella de la rueda. Para asegurar el buen funcionamiento del sistema de dirección, se utilizará un factor de seguridad igual a dos, para prever en exceso los sobrepesos que pueda cargar la plataforma y las fricciones adicionales que puedan aparecer en los mecanismos cuando la plataforma debe superar una rampa.

Cómo se ha indicado, el coeficiente de seguridad será dos, por lo que consideraremos que cada rueda debe soportar aproximadamente diez toneladas de peso. Además, el coeficiente de fricción que se utilizará será el correspondiente para goma-cemento, que puede oscilar entre 0,8 y 1. Como siempre hay que considerar el caso más desfavorable, el

coeficiente de fricción para nuestro caso de estudio será igual a la unidad.

Por diámetro y carga máxima, la rueda escogida para montar en la plataforma es el modelo KRC 1166 del fabricante MACLA, que soporta 9.600 kg, y cuyas dimensiones pueden observarse en la Fig. A.21. La carga indicada se refiere a Poliuretano VULKOLLAN y a una velocidad de 6 Km/h con movimiento rectilíneo.

Esta rueda corresponde a la serie KRC, que engloba a los bandajes con aro de acero para grandes cargas, y tiene las siguientes características, que la hacen la opción más interesante:

- Gran resistencia al desgaste y abrasión.
- Amortiguación elástica. Rápida recuperación.
- Rodadura silenciosa.

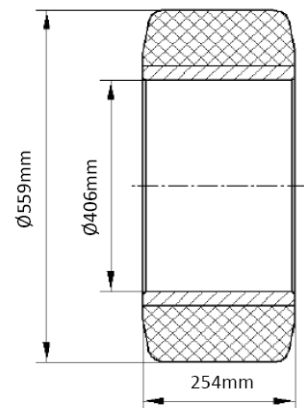


Fig. A.21 Dimensiones rueda MACLA

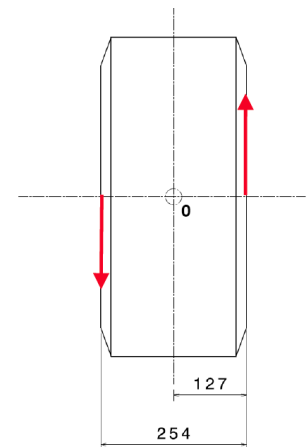


Fig. A.22 Esfuerzo de giro



- Resistente a cortes y desgarre progresivo.
- No mancha ni deja huellas.
- Temperatura de trabajo -30°C hasta +80°C.

El caso de estudio simplificado se resume en la Fig. A.22, y sabiendo que el centro de giro de la rueda está justo en su mitad, el par necesario para girar una rueda es:

$$\Gamma = \mu \cdot N \cdot D = 1 \cdot 9.600 \cdot 9,8 \cdot 0,127 \approx 12.000 Nm \quad \text{Ec. A.157}$$

Una vez se conoce el momento a aplicar en cada rueda, debe estudiarse el sistema a utilizar para girar las ruedas. En el caso de estudio, es interesante conseguir que las ruedas giren sincronizadas, por lo que un mecanismo de cremallera que haga girar las ruedas mediante un piñón unido a ellas es la mejor opción. Para mover esta cremallera, se utilizará un cilindro hidráulico de doble vástago, ya que es una solución más barata que la de instalar un motor hidráulico. Un esquema de la solución puede observarse detalladamente en la Fig. A.23.

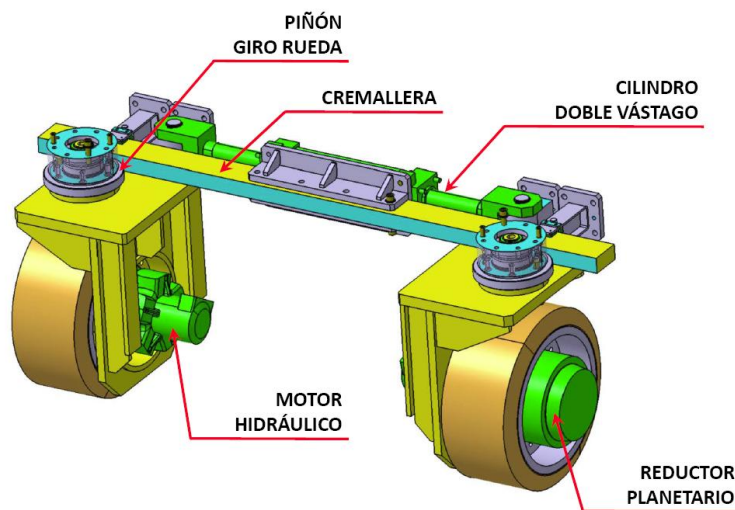


Fig. A.23 Elementos de la solución adoptada para el sistema de motorización de la plataforma

Para diseñar el sistema, se calcularán los diferentes elementos uno a uno.

A.5.1.1. Piñón ruedas

Para calcular el piñón que se utilizará para girar las ruedas, el fabricante añade un manual de cálculo en el catálogo.

Para las fórmulas que aparecen en el catálogo, será necesario calcular cual es la fuerza tangencial a la que estará sometido el piñón y después corregirla con un factor corrector k.



En el caso de estudio, se trata de una carga ocasional y uniforme, por lo que este factor k será igual a 1,5.

Entonces, suponiendo que el diámetro exterior es igual a 240mm,

$$F_{tan} = \frac{\Gamma}{r} = \frac{12.000Nm}{0,120m} = 100.000N \quad \text{Ec. A.158}$$

$$F'_{tan} = F_{tan} \cdot k = 100.000 \cdot 1.5 = 150.000N \quad \text{Ec. A.159}$$

Con estos datos y acudiendo a las tablas que adjunta el fabricante, se observa que será necesario utilizar un piñón con módulo 10. Además, se utilizará como material 18NiCrMo5(F-1540), y los dientes tendrán como tratamiento térmico un cementado y templado con una dureza HR_C 58-62.

La referencia comercial de este piñón es PKR-III-1000-22 del fabricante KOOM, y tiene como características dimensionales:

$$m = 10$$

$$z = 22$$

$$d_e = 240mm$$

$$d_p = 220mm$$

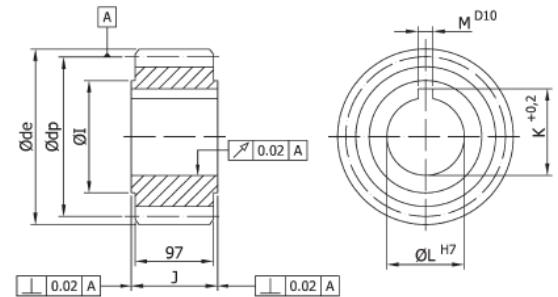


Fig. A.24 Detalle piñón

A.5.1.2. Cremallera

La cremallera se escoge justo después de seleccionar el piñón. Para el piñón PKR-III-1000-22 se necesitará la cremallera CKR-I-ST-1000-0500 del fabricante KOOM.

Para conocer la carrera necesaria para el correcto funcionamiento del mecanismo, solamente es necesario conocer el diámetro primitivo del piñón y los grados que debe girar la rueda. En este caso en concreto,

$$d_p = 220mm \quad \text{Ec. A.160}$$

$$\alpha = 180^\circ \quad \text{Ec. A.161}$$

$$CARRERA = \frac{2 \cdot \pi \cdot d_p}{2} \cdot \frac{\alpha}{360^\circ} = \frac{\pi \cdot 220 \cdot 180}{360} = 345,57mm \quad \text{Ec. A.162}$$



Una vez conocida la carrera necesaria, para saber la longitud necesaria de la cremallera será necesario conocer la distancia entre los ejes de giro de las ruedas. Por motivos constructivos, en este caso, la longitud entre los ejes es de 1.500mm. Además, se dejarán 100mm de más a lado y lado. Por lo tanto,

$$L_{cremallera} = 1500 + 350 + 200 = 1950mm \quad \text{Ec. A.163}$$

A.5.1.3. Cilindro de doble vástago

Para accionar la cremallera se podría utilizar un motor hidráulico que atacara a ésta mediante a un piñón, aunque existe otra opción mucho más rudimentaria, pero mucho más barata e igual de efectiva. Esta solución consiste en instalar un cilindro de doble vástago solidario a la cremallera, con los dos extremos fijos al chasis de la plataforma.

Para dimensionar el cilindro, primero calcularemos a que velocidad debe moverse si queremos que el giro completo de 180° se realice en diez segundos. De este modo,

$$x = 2 \cdot \pi \cdot r = 2 \cdot \pi \cdot 110 = 692mm \quad \text{Ec. A.164}$$

$$t = 10s \quad \text{Ec. A.165}$$

$$v = \frac{x}{t} = \frac{0,692}{10} = 0,07m/s \quad \text{Ec. A.166}$$

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{0,07}{0,110} = 0,318rad/s \quad \text{Ec. A.167}$$

Se puede comprobar que las velocidades obtenidas no son elevadas, y por lo tanto no supondrán un problema para escoger el cilindro.

Una vez hecha esta comprobación, se debe dimensionar el cilindro teniendo en cuenta la fuerza que deberá ejercer sobre la cremallera para poder girar las ruedas. Por este motivo, es necesario recordar que la cremallera debe girar las dos ruedas, por lo que la fuerza tangencial que se ha obtenido en la página 47 deberá multiplicarse por dos. Además, como el resto del circuito hidráulico, el cilindro estará sometido a 250 bar de presión.

De este modo,

$$F = 2 \cdot 100.000 = 200.000N \quad \text{Ec. A.168}$$

$$P = \frac{F}{S} \Rightarrow S = \frac{F}{P} \Rightarrow D = \sqrt{\frac{F \cdot 4}{P \cdot \pi}} \quad \text{Ec. A.169}$$

$$P = 250bar \cdot \frac{1Pa}{10^{-5}bar} = 25 \cdot 10^6Pa \quad \text{Ec. A.170}$$



$$D = \sqrt{\frac{2 \cdot 10^5 \cdot 4}{25 \cdot 10^6 \cdot \pi}} = 0,1009m = 100,9mm \quad \text{Ec. A.171}$$

Una vez conocido el diámetro mínimo del núcleo del pistón, y sabiendo la carrera necesaria para el pistón, se selecciona el cilindro del catálogo comercial del fabricante PARKER. En concreto, el pistón seleccionado tiene como referencia 80-K-C-HMI-R-B-2-7-M-350-M-11-44.

A.5.2. Cálculo rodamientos rueda

La plataforma ha de poder soportar pendientes de hasta 5° de inclinación. La fuerza radial y axial máxima que han de soportar los rodamientos de las ruedas son,

$$F_{\text{radialmax}} = m_{\text{plataforma}} \cdot g \cdot \sin \alpha = 20 \cdot 10^3 \cdot \sin 5^\circ = 17,1kN \quad \text{Ec. A.172}$$

$$F_{\text{axialmax}} = m_{\text{plataforma}} \cdot g = 20 \cdot 10^3 \cdot 9,8 = 196kN \quad \text{Ec. A.173}$$

Dada la magnitud de estos valores, podemos despreciar las fuerzas axiales que provoca la cremallera sobre el piñón.

Al haber cuatro ruedas con sus respectivos rodamientos, los valores de estas fuerzas deberán dividirse por cuatro, y para tener en cuenta factores imprevistos, se multiplicarán por un factor corrector de 1,5, por lo que las fuerzas empleadas para los cálculos serán finalmente,

$$F'_{\text{radialmax}} = \frac{F_{\text{radialmax}}}{4} \cdot 1,5 = 6,75kN \quad \text{Ec. A.174}$$

$$F'_{\text{axialmax}} = \frac{F_{\text{axialmax}}}{4} \cdot 1,5 = 73,5kN \quad \text{Ec. A.175}$$

El modelo de rodamiento más indicado para esta aplicación es una pareja de rodamientos de rodillos cónicos montados frente a frente (en X). Este tipo de montaje y de rodamiento permite soportar grandes cargas tanto radiales como axiales en cualquier sentido, siempre y cuando no se requieran altas velocidades de giro, por lo que es perfecto para el caso de estudio.

Para calcular los rodamientos, se utiliza el programa de cálculo proporcionado en la web del fabricante. Dado el diámetro necesario para la instalación del rodamiento, éste estará sobredimensionado. De todos modos, por razones constructivas, se selecciona el rodamiento de rodillos cónicos 31311-A-N11-CA-A80-1 del fabricante INA-FAG.



Este rodamiento tiene las siguientes características:

$$d = 55\text{mm}$$

$$D = 120\text{mm}$$

$$2T = 63\text{mm}$$

$$2B = 58\text{mm}$$

$$A = 21\text{mm}$$

$$r_{3,4 \text{ min}} = 2\text{mm}$$

$$m = 3,4 \text{ kg}$$

$$C_r = 210.000 \text{ N (Capacidad de carga dinámica radial)}$$

$$C_{0r} = 275.000 \text{ N (Capacidad de carga estática radial)}$$

$$n_G = 4.800 \text{ min}^{-1} \text{ (Velocidad límite)}$$

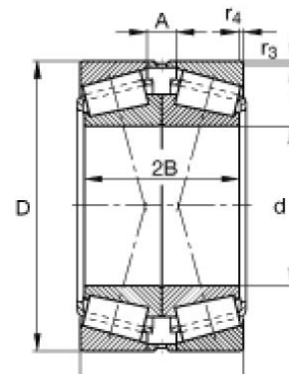


Fig. A.25 Detalle
rodamiento

A.5.3. Cálculo motor

Para calcular el motor y el reductor que se instalarán en cada una de las cuatro ruedas, deben tenerse en cuenta los siguientes factores:

- Existe un coeficiente de fricción entre el suelo y las ruedas igual a la unidad. Este valor se corresponde al coeficiente existente entre goma y cemento.
- Se supone que en ningún momento existe deslizamiento.
- El motor debe superar una pendiente de 5° .
- Existe un coeficiente de resistencia a la rodadura $\delta = 0,6\text{mm}$
- El peso total de la plataforma es de veinte toneladas, que repartido entre las cuatro ruedas y multiplicado por un coeficiente de seguridad de 1,5 equivale a un peso de 7,5 T por rueda.
- La plataforma alcanzará una velocidad lineal de 3km/h en llano y 1km/h como mínimo en pendiente.

Una vez considerados estos datos, en pendiente,

$$P_x = m_{\text{plataforma}} \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot c_s = 20 \cdot 10^3 \cdot 9,8 \cdot \sin 5^\circ \cdot 1,5 = 25.623,8 \text{ N} \quad \text{Ec. A.176}$$

$$P_y = m_{\text{plataforma}} \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot c_s = 20 \cdot 10^3 \cdot 9,8 \cdot \cos 5^\circ \cdot 1,5 = 292.881,2 \text{ N} \quad \text{Ec. A.177}$$



$$N = \frac{P_y}{4} = 73.220,3N \quad \text{Ec. A.178}$$

$$F_R = N \cdot \mu = 73.220,3 \cdot 1 = 73.220,3 N \quad \text{Ec. A.179}$$

Con estos valores se calculan todos los pares resistentes que deberá vencer el motor en pendiente.

- Resistencia a la rodadura debida a la fricción.

$$\Gamma_{RF} = r \cdot F_R = 0,2795 \cdot 73.220,3 = 20.465 Nm \quad \text{Ec. A.180}$$

- Resistencia a la rodadura debida al mecanismo.

$$\Gamma_{RR} = r \cdot N \cdot \delta = 0,2795 \cdot 73.220,3 \cdot 0,6 = 12.279 Nm \quad \text{Ec. A.181}$$

- Resistencia a la rodadura debida al peso.

$$\Gamma_{RP} = \frac{r \cdot P_x}{4} = \frac{0,2795 \cdot 25.623,8}{4} = 1.790,5 Nm \quad \text{Ec. A.182}$$

Por lo tanto, el par resistente total que deberá vencer el motor en pendiente es,

$$\Gamma_{5^\circ} = \Gamma_{RF} + \Gamma_{RR} + \Gamma_{RP} = 20.465 + 12.279 + 1.790,5 = 34.534,5 Nm \quad \text{Ec. A.183}$$

Una vez estudiado el sistema en pendiente, se procede a estudiar el sistema en llano,

$$P_y = m_{plataforma} \cdot g \cdot c_s = 20 \cdot 10^3 \cdot 9,8 \cdot 1,5 = 294.000 N \quad \text{Ec. A.184}$$

$$N = \frac{P_y}{4} = 73.500N \quad \text{Ec. A.185}$$

$$F_R = N \cdot \mu = 73.500 \cdot 1 = 73.500 N \quad \text{Ec. A.186}$$

Con estos valores se calculan todos los pares resistentes que deberá vencer el motor en llano.

- Resistencia a la rodadura debida a la fricción.

$$\Gamma_{RF} = r \cdot F_R = 0,2795 \cdot 73.500 = 20.543 Nm \quad \text{Ec. A.187}$$



- Resistencia a la rodadura debida al mecanismo.

$$\Gamma_{RR} = r \cdot N \cdot \delta = 0,2795 \cdot 73.500 \cdot 0,6 = 12.326 \text{ Nm} \quad \text{Ec. A.188}$$

Por lo tanto, el par resistente que deberá vencer el motor en llano es,

$$\Gamma_{0^\circ} = \Gamma_{RF} + \Gamma_{RR} = 20.543 + 12.326 = 32.869 \text{ Nm} \quad \text{Ec. A.189}$$

Una vez se conoce el par máximo que deberá ejercer el motor, se debe conocer la velocidad angular a la que girará la rueda, para de este modo poder calcular la potencia necesaria del motor. Uno de los requisitos es que el motor sea capaz de subir en pendiente a 1km/h y que sea capaz de circular a 3km/h en llano, así que por lo tanto,

- En pendiente:

$$\omega_{5^\circ} = \frac{v}{r} = \frac{1 \cdot \frac{1.000}{3.600}}{0,2795} \approx 1 \text{ rad/s} \quad \text{Ec. A.190}$$

$$P_{5^\circ} = \Gamma_{5^\circ} \cdot \omega_{5^\circ} = 34.534,5 \cdot 1 = 34 \text{ kW} \quad \text{Ec. A.191}$$

- En llano:

$$\omega_{0^\circ} = \frac{v}{r} = \frac{3 \cdot \frac{1.000}{3.600}}{0,2795} \approx 3 \text{ rad/s} \quad \text{Ec. A.192}$$

$$P_{0^\circ} = \Gamma_{0^\circ} \cdot \omega_{0^\circ} = 32.869 \cdot 3 = 98,1 \text{ kW} \quad \text{Ec. A.193}$$

Para buscar el motor necesario, se utiliza la potencia más alta de las dos, que en este caso corresponde al movimiento en llano. Dada la alta potencia que debe proporcionar el motor y las bajas velocidades a las que se debe mover la rueda, se utilizará un motor hidráulico de pistones radiales, acoplado a un reductor planetario.

Después de realizar los cálculos indicados en el catálogo del fabricante, el motor indicado será el modelo PGRF 3002 del fabricante PARKER. Este motor tiene las siguientes características,

Par específico teórico = 11Nm/bar

Presión máxima continua = 250 bar

Presión máxima ocasional = 300 bar

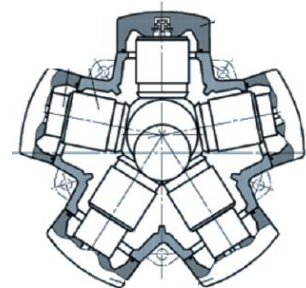


Fig. A.26 Fotos motor



$$\text{Velocidad} = 1 - 500 \text{ min}^{-1} = 0 - 52 \text{ rad/s}$$

$$\text{Potencia máxima} = 100 \text{ kW (130 Hp)}$$

$$\text{Peso} = 96 \text{ kg}$$

Como se puede observar, todas las características son idóneas para la aplicación de estudio. El motor está diseñado para funcionar a la presión del sistema que monta la plataforma. Además, el modelo concreto de motor elegido incorpora freno y tacómetro.

A.5.4. Cálculo reductor

Una vez seleccionado el motor, es necesario encontrar el reductor que consiga que el motor entregue la potencia a la rueda del modo buscado.

A la presión de trabajo estándar (250 bar), el motor entrega 2.760 Nm, mientras que la aplicación de estudio necesita 32.870 Nm. Por lo tanto, la relación de reducción es,

$$i = \frac{\Gamma_{out}}{\Gamma_{in} \cdot \eta} = \frac{32.870}{2.760 \cdot 0,97} = 12,2 \quad \text{Ec. A.194}$$

Dada la alta potencia del motor, y de la reducción que debe aplicarse, se utilizará un reductor planetario montado entre la rueda y el motor, que permitirá ahorrar espacio y hacer que el peso de la plataforma descansa sobre el reductor y no sobre el motor, ya que estos reductores están preparados para soportar grandes cargas radiales. Si el motor recibiera todo el peso directamente, se rompería.

El catálogo del fabricante incluye diferentes tablas y fórmulas para seleccionar el reductor indicado para cada aplicación. Suponiendo que los motores de la plataforma trabajaran normalmente menos de una hora al día, que la carga será uniforme y que habrá menos de cinco arranques al día, se llega a encontrar un factor de servicio igual a 0,8.

Dado que la velocidad de giro del reductor y el peso están muy por debajo de los valores para los que está preparado, no se realizan los cálculos de duración de los rodamientos, que según el fabricante, tienen una vida de 10^6 ciclos en condiciones estándar.

Debido al par que se debe transmitir a la rueda, el reductor deberá ser de la serie 3000, ya que esta familia está preparada para soportar momentos de hasta 30 kNm. Obviamente, todas las relaciones de transmisión no existen en el catálogo, y la más próxima a la necesaria es $i = 14,2$.

En estas condiciones, el par de salida es,

$$\Gamma_{out} = \eta \cdot \Gamma_{in} \cdot i = 0,98 \cdot 2,76 \cdot 14,2 = 38,4 \text{ kNm} \quad \text{Ec. A.195}$$



El par es aproximadamente un 15% superior al necesario para subir la pendiente.

La velocidad de giro del motor vendrá determinada por el caudal de aceite que entra al motor, que estará regulada por un sistema de control que leerá los datos del tacómetro y regulará la válvula de admisión.

Por último, es necesario comprobar si la velocidad de giro del motor para alcanzar los 3km/h estará por debajo de la velocidad angular máxima que aparece en el catálogo del fabricante del motor, que en concreto es de 500 min^{-1} . De este modo,

$$\omega_{\text{motor}} = \omega_{\text{rueda}} \cdot i = 3 \cdot 14,2 = 42,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \approx 410 \text{ min}^{-1} \quad \text{Ec. A.196}$$

Como puede observarse, el motor gira a un régimen inferior al límite.

La carga radial de 75.000 N que deberá soportar el eje del reductor, no supondrá ningún problema según las tablas del fabricante.

El código comercial del reductor es el PG-3002-F-0014.2 del fabricante SOM.

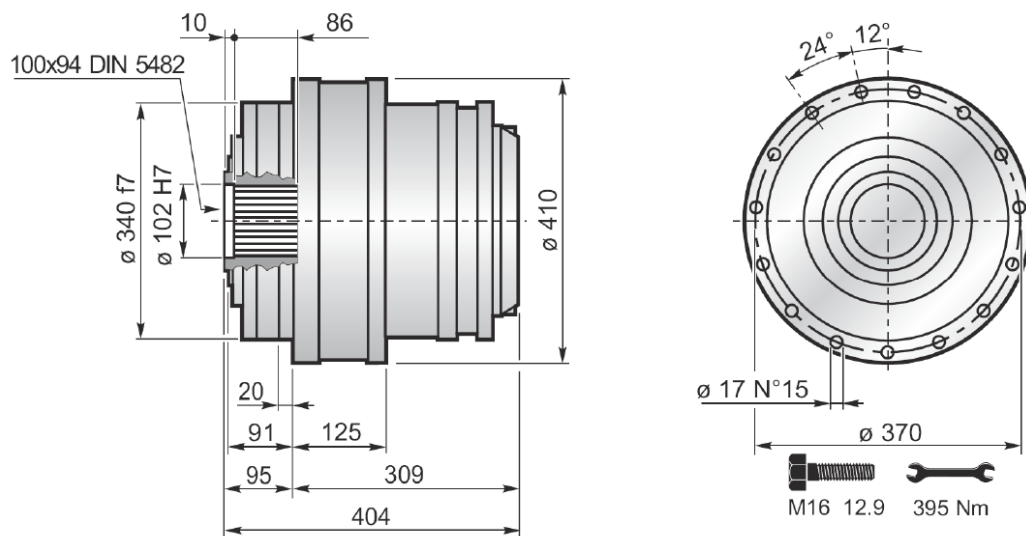


Fig. A.27 Detalle medidas reductor planetario



A.6. Cálculo ángulos de vuelco

A pesar que las condiciones de trabajo de la plataforma establecen que el suelo no supere bajo ningún concepto los 5° de pendiente, siempre es importante calcular el ángulo máximo a partir del cual la plataforma volcará.

La plataforma tiene diez metros de largo, pero solamente dos metros y medio de ancho. Éste es el punto débil de la máquina. A continuación se calculará el ángulo máximo antes de volcar en este sentido.

El primer paso es calcular las dos coordenadas del centro de gravedad del conjunto.

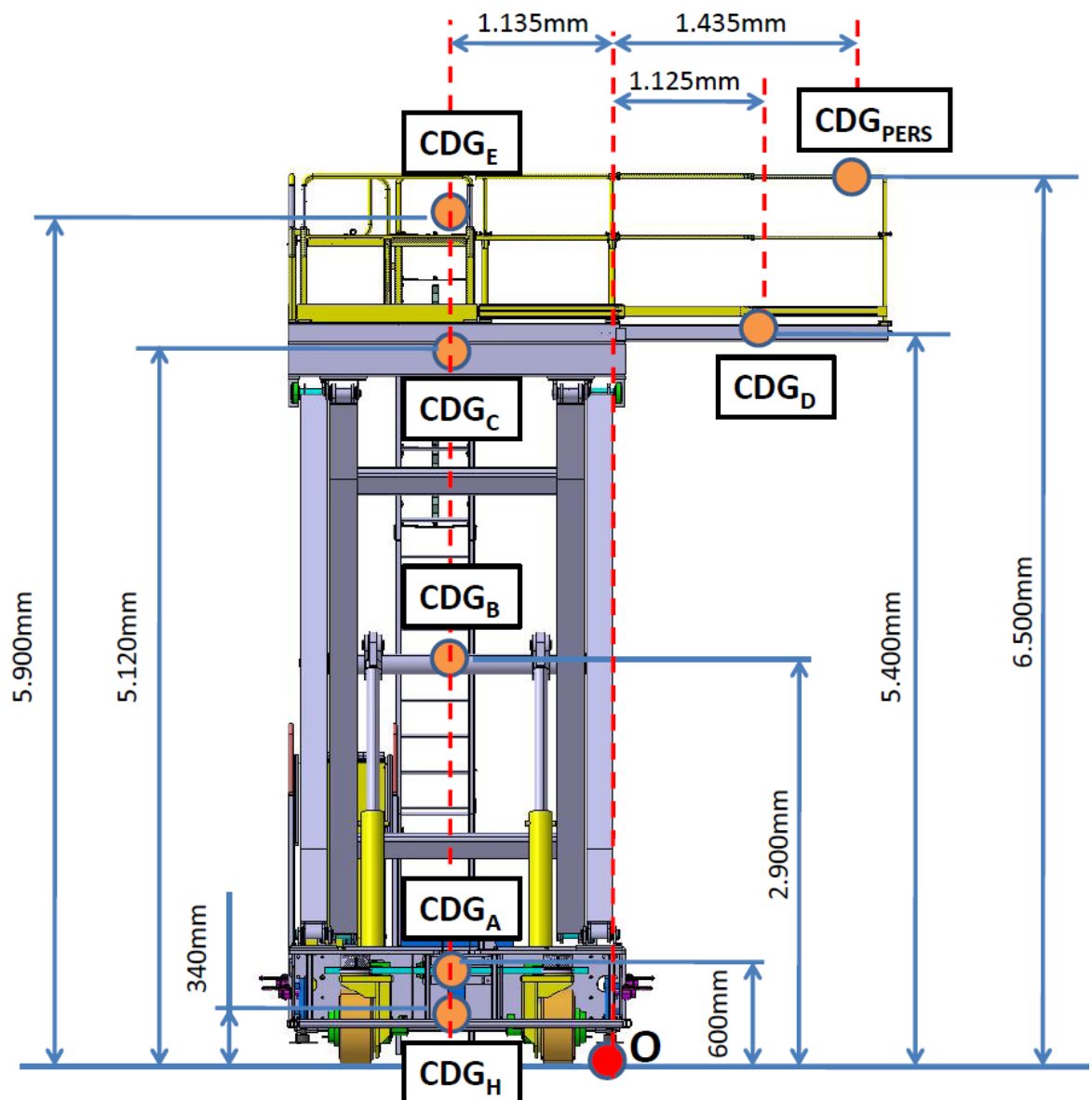


Fig. A.28 Posición de los centros de gravedad de los diferentes grupos de la plataforma



Una vez conocidos los pesos de cada grupo y la posición de sus centros de gravedad, se procede a calcular la posición del centro de gravedad del conjunto de la plataforma.

El cero del sistema de coordenadas será el pie derecho, que a su vez será el punto de giro de la plataforma si esta inicia el movimiento de caída.

ELEMENTO	x_{CDG} (mm)	y_{CDG} (mm)	Masa (kg)
Grupo A	-1.135	600	6.370
Grupo B	-1.135	2.900	6.400
Grupo C	-1.135	5.120	3.600
Grupo D	1.125	5.400	1.800
Grupo E	-1.135	5.900	375
Grupo H	-1.135	340	2.000
Operarios	1.435	6.500	640
TOTAL			21.000

Tabla A-6 Información sobre los centros de gravedad de cada elemento

Para calcular el centro de gravedad, se tendrá que operar por separado las coordenadas x e y:

$$x_{cdg} = \frac{\sum_{i=0}^7 m_i \cdot x_{cdgi}}{\sum_{i=0}^7 m_i} = -873mm \quad \text{Ec. A.197}$$

$$y_{cdg} = \frac{\sum_{i=0}^7 m_i \cdot y_{cdgi}}{\sum_{i=0}^7 m_i} = 2.742mm \quad \text{Ec. A.198}$$

Con estos resultados ya puede calcularse el ángulo máximo antes del vuelco inminente. Dado que la plataforma volcará cuando el centro de gravedad de la plataforma esté sobre la vertical del punto O, el ángulo de vuelco α se calcula como:

$$\tan \alpha = \frac{|x_{cdg}|}{|y_{cdg}|} = \frac{873}{2.742} = 0,318 \quad \text{Ec. A.199}$$

$$\alpha = \tan^{-1} 0,318 = 17,6^\circ \quad \text{Ec. A.200}$$



Conocido el valor de α , podemos afirmar con toda seguridad que la plataforma nunca volcará en las condiciones de trabajo estándar (5°), y que durante el transporte de la máquina, nunca deberán sobrepasarse los 15° de inclinación.





B.PRESUPUESTO

Para calcular el presupuesto, primero debe ser fijado el supuesto de estudio. En este caso concreto, se parte de la hipótesis en la cual una compañía aérea adjudica al gerente de esta empresa el proyecto consistente en el diseño y fabricación de diez plataformas elevadoras flexibles para el mantenimiento de los sistemas del ala y motores del avión AIRBUS A-380.

La entrega de este útil se realizará llaves en mano, por lo que el cliente recibirá las plataformas funcionando perfectamente, previa puesta a punto en las instalaciones de la empresa adjudicataria.

El transcurso del proyecto será desde febrero del 2009 hasta octubre del mismo año, y no se prevé que más empresas compren el mismo diseño en un futuro.

Dado el número de plataformas y su alto precio de venta previsto, se decide fabricar un prototipo donde ensayar las soluciones mecánicas desarrolladas por el departamento de ingeniería de la empresa.

La empresa que diseña y fabrica la plataforma dispone de oficina técnica, mecánicos en nómina y una nave donde montar los útiles, pero no dispone talleres de mecanizado donde fabricar los diferentes elementos necesarios para la construcción de la plataforma elevadora.

Una vez analizado el supuesto de estudio, se procede a analizar los gastos del proyecto, que se dividirán en gastos de fabricación, gastos de compras, gastos de ingeniería y gastos de taller.

B.1. Gastos de diseño

El equipo de diseño de la plataforma lo compondrán un jefe de diseño y su equipo, que constará de tres proyectistas experimentados.

Se prevé que el diseño del prototipo estará acabado en seis meses, con tres proyectistas trabajando exclusivamente en este proyecto cuarenta horas a la semana. El jefe de diseño, en cambio, lleva más de un proyecto a la vez, por lo que dedicará aproximadamente la mitad de su jornada a este proyecto, y el resto al desarrollo y seguimiento de otros proyectos.

Con estas premisas, ya es posible hacer un cálculo del presupuesto para el desarrollo de la ingeniería.



DISEÑO PROTOTIPO	PRECIO HORA	HORAS	TOTAL
JEFE DE DISEÑO	60 €	100	6.000 €
PROYECTISTA 1	35 €	250	8.750 €
PROYECTISTA 2	35 €	250	8.750 €
PROYECTISTA 3	35 €	250	8.750 €
TOTAL DISEÑO DEL PROTOTIPO			32.250 €

Tabla B-1 Coste del diseño del prototipo de la plataforma elevadora

Una vez fabricado y montado el prototipo de la plataforma, será necesario rediseñar el útil inicial para subsanar errores que hayan podido aparecer durante el montaje y puesta a punto, y para realizar también mejoras en la máquina. Es imprescindible tener en cuenta este aspecto, ya que el objeto de fabricar cualquier prototipo es éste, y siempre va asociado a una mejora del diseño por parte de ingeniería.

Para realizar las modificaciones sobre el modelo inicial, se necesitará que el jefe de diseño del proyecto supervise estas modificaciones, y que dos proyectistas a tiempo parcial vayan actualizando los diseños a medida que el jefe de diseño lo pida.

REDISEÑO DEL MODELO	PRECIO HORA	HORAS	TOTAL
JEFE DE DISEÑO	60 €	20	1.200 €
PROYECTISTA 1	35 €	50	1.750 €
PROYECTISTA 2	35 €	50	1.750 €
TOTAL REDISEÑO DEL MODELO			4.700 €

Tabla B-2 Coste de la modificación del diseño del prototipo de la plataforma elevadora

Por lo tanto, se prevé un gasto total de 36.950€ en el diseño de la plataforma, que deberá repartirse entre el coste de cada una de las diez plataformas que se tiene previsto fabricar.

B.2. Gastos de fabricación

La plataforma se compone de 8 grupos principales, por lo cual los gastos se mostrarán detallados por grupo para facilitar su comprensión.



FABRICACIÓN GRUPO A	CANTIDAD	PRECIO	PRECIO TOTAL
BIGAS UNIÓN ENTRE CABEZAS	2	5.400 €	10.800 €
CABEZAS	2	2.250 €	4.500 €
TUBOS DE UNIÓN INTERMEDIOS	2	360 €	720 €
CESTA BATERÍA	1	180 €	180 €
CESTA GRUPO HIDRÁULICO	1	216 €	216 €
OTROS PEQUEÑOS CONJUNTOS	1	-	1.642 €
TOTAL			18.058 €

Tabla B-3 Costes de fabricación de los diferentes elementos del grupo A

FABRICACIÓN GRUPO B	CANTIDAD	PRECIO	PRECIO TOTAL
GRUPO INTERIOR DE LA TIJERA	1	8.000 €	8.000 €
GRUPO EXTERIOR DE LA TIJERA	2	3.500 €	7.000 €
OTROS PEQUEÑOS CONJUNTOS	1	-	1.500 €
TOTAL			16.500 €

Tabla B-4 Costes de fabricación de los diferentes elementos del grupo B

FABRICACIÓN GRUPO C	CANTIDAD	PRECIO	PRECIO TOTAL
ESTRUCTURA PRINCIPAL	1	12.600 €	12.600 €
TOTAL			12.600 €

Tabla B-5 Costes de fabricación de los diferentes elementos del grupo C

FABRICACIÓN GRUPO D	CANTIDAD	PRECIO	PRECIO TOTAL
TRAMPOLIN	13	600 €	7.800 €
OTROS PEQUEÑOS CONJUNTOS	1	-	780 €
TOTAL			8.580 €

Tabla B-6 Costes de fabricación de los diferentes elementos del grupo D

FABRICACIÓN GRUPO E	CANTIDAD	PRECIO	PRECIO TOTAL
BARANDILLAS TIPO A	7	90 €	630 €
BARANDILLAS TIPO B	2	75 €	150 €
BARANDILLAS TIPO C	8	60 €	480 €
BARANDILLAS TIPO D	4	60 €	240 €
OTROS PEQUEÑOS CONJUNTOS	1	-	1.500 €
TOTAL			3.000 €

Tabla B-7 Costes de fabricación de los diferentes elementos del grupo E



FABRICACIÓN GRUPO F	CANTIDAD	PRECIO	PRECIO TOTAL
TRAMOS ESCALERA	3	48 €	144 €
OTROS PEQUEÑOS CONJUNTOS	1	-	80 €
TOTAL			224 €

Tabla B-8 Costes de fabricación de los diferentes elementos del grupo F

FABRICACIÓN GRUPO G	CANTIDAD	PRECIO	PRECIO TOTAL
ESCALERA	1	300 €	300 €
OTROS PEQUEÑOS CONJUNTOS	1	-	80 €
TOTAL			380 €

Tabla B-9 Costes de fabricación de los diferentes elementos del grupo G

FABRICACIÓN GRUPO H	CANTIDAD	PRECIO	PRECIO TOTAL
SOPORTES RUEDAS	2	345 €	690 €
SOPORTES CILINDRO	1	90 €	90 €
SOPORTES CREMALLERA	2	45 €	90 €
OTROS PEQUEÑOS CONJUNTOS	1	-	87 €
TOTAL			957 €

Tabla B-10 Costes de fabricación de los diferentes elementos del grupo H

Estos son los costes de fabricación para el prototipo. En esta etapa del diseño se contratan diferentes talleres de mecanizado y se comprueban su calidad de trabajo. Para construir las diez siguientes plataformas, se contratan a los mejores, y se les ofrece mayor volumen de trabajo, siempre y cuando ofrezcan un 10% de descuento en sus precios, margen bastante sencillo de conseguir para estos volúmenes de trabajo.

Por este motivo, el valor total de fabricación del prototipo se considerará 77.750 euros, mientras que para el resto de plataformas se considerará igual a 69.980 euros.

B.3. Gastos del departamento de compras

El departamento de compras será el encargado de proporcionar los diferentes elementos comerciales, y se encargará de negociar precios con los proveedores. Ingeniería les entregará una lista de materiales con lo que deben suministrar.

A continuación se adjuntan los elementos comerciales que se suministrarán para cada grupo de la plataforma elevadora, así como su referencia, cantidad y precio.



COMERCIALES GRUPO A (X1)	REFERENCIA	QTY.	PRECIO/U	TOTAL
BATERÍA	HOPPECKE 48V SHPZS 625A	1	6.000 €	6.000 €
CARGADOR BATERÍA	ZIVAN NG7 48V-100A	1	1.800 €	1.800 €
ENROLLADOR CABLE	WAMPFLER BEF 224320	1	150 €	150 €
CENTRAL HIDRÁULICA		1	5.000 €	5.000 €
PIES HIDRÁULICOS DE NIVELACIÓN	HYDROWA 100-60-180/VN-E-25-DB-1A3	6	300 €	1.800 €
PERFIL PARA RODAMIENTOS	WINKEL STANDARD 6 NB	2	500 €	1.000 €
CÁNCAMOS PARA ELEVACIÓN	RUD 6T	6	50 €	300 €
TORNILLERÍA Y OTROS	-	1	-	350 €
			TOTAL	16.400 €

Tabla B-11 Coste de los diferentes elementos comerciales del grupo A

COMERCIALES GRUPO B (X2)	REFERENCIA	CANTIDAD	PRECIO/U	TOTAL
CASQUILLOS	SANKYO SOBF60x80	12	50 €	600 €
CILINDROS HIDRÁULICOS	HYDROWA 140-100-900/ZB-ZS-32-ED-1A3	2	3.000 €	6.000 €
RODAMIENTOS	WINKEL REF.2063	4	500 €	2.000 €
TORNILLERÍA Y OTROS	-	1	-	320 €
			TOTAL	8.920 €

Tabla B-12 Coste de los diferentes elementos comerciales del grupo B

COMERCIALES GRUPO C (X1)	REFERENCIA	CANTIDAD	PRECIO/U	TOTAL
DETECTORES DE FINAL DE CARRERA	TELEMECANIQUE ZCK M1 D21	13	90 €	1.170 €
TORNILLERÍA Y OTROS	-	1	-	250 €
			TOTAL	1.420 €

Tabla B-13 Coste de los diferentes elementos comerciales del grupo C

COMERCIALES GRUPO D (X1)	REFERENCIA	CANTIDAD	PRECIO/U	TOTAL
SENSOR DE CONTACTO	CONTACT-DUO 3045.1112 (en metros)	20	85 €	1.700 €
RELÉ DE SEGURIDAD		1	95 €	95 €
CILINDRO HIDRÁULICO	HYDROWA 40-22-2000/ZB-ZS-32-DB-1A3	13	500 €	6.500 €
TORNILLERÍA Y OTROS	-	1	-	400 €
			TOTAL	8.695 €

Tabla B-14 Coste de los diferentes elementos comerciales del grupo D

COMERCIALES GRUPO E (X1)	REFERENCIA	CANTIDAD	PRECIO/U	TOTAL
TORNILLERÍA Y OTROS	-	1	-	350 €
			TOTAL	350 €

Tabla B-15 Coste de los diferentes elementos comerciales del grupo E



COMERCIALES GRUPO F (X1)	REFERENCIA	CANTIDAD	PRECIO/U	TOTAL
TORNILLERÍA Y OTROS	-	1	-	100 €
			TOTAL	100 €

Tabla B-16 Coste de los diferentes elementos comerciales del grupo F

COMERCIALES GRUPO G (X1)	REFERENCIA	CANTIDAD	PRECIO/U	TOTAL
TORNILLERÍA Y OTROS	-	1	-	150 €
			TOTAL	150 €

Tabla B-17 Coste de los diferentes elementos comerciales del grupo G

COMERCIALES GRUPO H (X2)	REFERENCIA	CANTIDAD	PRECIO/U	TOTAL
CILINDRO DE DOBLE VÁSTAGO	PARKER 80.K.C.HMI.R.B.2.7.M.350.M.11.44	1	250 €	250 €
RODAMIENTOS	FAG 31311A.A80.120.N11CA	2	25 €	50 €
RUEDAS	MACLA KRC1166	2	500 €	1.000 €
REDUCTOR	SISMEC PGRF 3002 F 0014,2	2	1.500 €	3.000 €
MOTOR HIDRÁULICO	PARKER MR73 B1	2	3.000 €	6.000 €
CREMALLERA	KOOM CKR-ST-1000/0500	1	600 €	600 €
PIÑONES	KOOM PKR-III-1000-22	2	500 €	1.000 €
TORNILLERÍA Y OTROS	-	1	-	300 €
			TOTAL	12.200 €

Tabla B-18 Coste de los diferentes elementos comerciales del grupo H

El precio total de los comerciales es de 69.355€ para cada plataforma. Después de negociar con los proveedores, se llega al acuerdo de que se pagará este precio para los comerciales del prototipo, y que para el resto de las plataformas los elementos comerciales tendrán una media de un 15% de descuento.

Por lo tanto, el precio total de los elementos comerciales para cada una de las diez plataformas definitivas después del descuento será de 59.288€.

B.4. Gastos de montaje

Una vez recibidos todos los elementos en taller, se procede al montaje del prototipo de la plataforma. Es más que probable que aparezcan problemas durante el montaje, por lo que debe considerarse una bolsa de horas para las modificaciones inesperadas por errores de diseño o de montaje durante el proceso.



Para el montaje del prototipo se subcontratará a una empresa que realice todos los trabajos de montaje de los elementos eléctricos e hidráulicos de la plataforma. Esta empresa se encargará de proporcionar también los tubos, electroválvulas, racores, cuadros eléctricos, etc. que se necesiten para la instalación de los diferentes sistemas eléctricos e hidráulicos.

Para el montaje de los elementos mecánicos, se utilizarán a cuatro mecánicos de la empresa. Dos de ellos estarán trabajando a tiempo completo durante un mes en jornadas semanales de cuarenta horas, y los dos restantes trabajarán a tiempo parcial para ayudar a los dos primeros en tareas concretas.

MONTAJE PROTOTIPO	PRECIO HORA	HORAS	TOTAL
ELECTRICIDAD E HIDRÁULICA			15.000 €
MECÁNICO 1	25 €	160	4.000 €
MECÁNICO 2	25 €	160	4.000 €
MECÁNICO 3	25 €	120	3.000 €
MECÁNICO 4	25 €	80	2.000 €
TOTAL MONTAJE PROTOTIPO			28.000 €

Tabla B-19 Gastos durante el proceso de montaje del prototipo

Una vez ensamblada la plataforma prototipo, deberán realizarse pruebas con ella para comprobar que se cumplen todos los requisitos de funcionamiento que el cliente necesita, y resolver errores que puedan aparecer.

Para realizar esta tarea, se destinarán a dos mecánicos durante dos semanas a realizar pruebas y modificaciones al prototipo, apoyados por una persona del departamento de ingeniería, que les dará soporte técnico en los problemas que puedan surgir.

PUESTA A PUNTO DEL PROTOTIPO	PRECIO HORA	HORAS	TOTAL
MECÁNICO 1	25 €	80	2.000 €
MECÁNICO 2	25 €	60	1.500 €
INGENIERO 1	60 €	15	900 €
TOTAL PUESTA A PUNTO DEL PROTOTIPO			4.400 €

Tabla B-20 Gastos durante la puesta a punto del prototipo

Una vez montado el prototipo y resueltos los diferentes problemas del diseño inicial, se realizará un protocolo de montaje detallado del diseño definitivo, para que los mecánicos tengan una guía para el montaje, cosa que les ahorrará tiempo. Además, una vez montado el prototipo, tendrán menos dificultades, ya que tendrá más práctica en el montaje.



Por lo tanto, las horas necesarias para montar la plataforma definitiva serán inferiores a las que se necesitaron para montar el prototipo.

La empresa subcontratada para electricidad e hidráulica, una vez realizado el montaje del prototipo, decide bajar un 20% del precio que presupuestó para el montaje del prototipo, ya que el grado de incertidumbre es menor, y podrá además pedir los componentes en lotes mayores y conseguir así un mayor descuento por parte de los proveedores.

Además, los mecánicos serán capaces de montar la plataforma en menos tiempo. Se prevé que tardarán dos semanas y media en realizar el montaje de cada una de las plataformas, ya que no aparecerán problemas y además se les administrarán útiles para facilitar el montaje.

MONTAJE PLATAFORMA DEFINITIVA	PRECIO HORA	HORAS	TOTAL
ELECTRICIDAD E HIDRÁULICA			12.000 €
MECÁNICO 1	25 €	100	2.500 €
MECÁNICO 2	25 €	100	2.500 €
MECÁNICO 3	25 €	100	2.500 €
MECÁNICO 4	25 €	100	2.500 €
TOTAL MONTAJE PLATAFORMA DEFINITIVA			22.000 €

Tabla B-21 Gastos durante el proceso de montaje para cada una de las plataformas

Al igual que para el montaje, se definirá un proceso estándar para la comprobación del correcto funcionamiento de cada plataforma y puesta a punto, que será mucho menos exhaustivo que con el prototipo.

Se estipula que la puesta a punto de cada plataforma la realizarán dos mecánicos que tardarán diez horas, y consumirán unas dos horas de un experto del departamento de ingeniería que les aportará soporte técnico.

PUESTA A PUNTO DE LA PLATAFORMA DEFINITIVA	PRECIO HORA	HORAS	TOTAL
MECÁNICO 1	25 €	10	250 €
MECÁNICO 2	25 €	10	250 €
INGENIERO 1	60 €	2	120 €
TOTAL PUESTA A PUNTO DE LA PLATAFORMA DEFINITIVA			620 €

Tabla B-22 Gastos durante la puesta a punto de cada plataforma



B.5. Determinación del precio de cada plataforma

Una vez se conocen todos los gastos que se tendrán para realizar una plataforma acabada, se procede a estimar un margen de beneficio que añadir al precio final obtenido. El departamento comercial de la empresa estima conveniente asignar un beneficio de al menos 10.000 € a cada plataforma.

Para determinar el precio de cada plataforma, se considerarán los gastos de compras, fabricación, montaje y puesta a punto de cada plataforma, pero además, será necesario amortizar el coste de diseño y el coste total del prototipo fabricado, que se supone no se podrá aprovechar para vender.

El coste del prototipo es:

COSTE DEL PROTOTIPO	PRECIO
GASTOS FABRICACIÓN PLATAFORMA PROTOTIPO	77.756 €
COMERCIALES PLATAFORMA PROTOTIPO	69.355 €
GASTOS MONTAJE Y PUESTA A PUNTO DEL PROTOTIPO	32.400 €
TOTAL	179.511 €

Tabla B-23 Coste total del prototipo

Con esta hipótesis, el precio final de venta de cada plataforma es:

PRECIO DE VENTA DE LA PLATAFORMA	PRECIO
GASTOS FABRICACIÓN PLATAFORMA	69.980 €
COMERCIALES PLATAFORMA	59.288 €
GASTOS MONTAJE Y PUESTA A PUNTO DE LA PLATAFORMA	22.620 €
AMORTIZACIÓN DISEÑO DE LA PLATAFORMA	3.695 €
AMORTIZACIÓN DEL PROTOTIPO	17.951 €
MARGEN COMERCIAL	10.000 €
TOTAL	183.534 €

Tabla B-24 Precio de venta final de cada plataforma

